

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Řešení závěsu nápravy osobního automobilu

Solution of Vehicle Axle Suspension

Student:

Tibor Kállai

Vedoucí bakalářské práce:

Ing.Michal Richtář

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání bakalářské práce

Student: **Tibor Kállai**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2301R003 Dopravní technika a technologie
Téma: Řešení závěsu nápravy osobního automobilu
Solution of Vehicle Axle Suspension

Zásady pro vypracování:

Osnova:

1. Úvod
2. Rozbor současného stavu
3. Tvorba výkresové dokumentace
4. Postupy a doporučení
5. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

Matějka, R. Vozidla silniční dopravy I, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7
Matějka, R. Vozidla silniční dopravy II, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7
Svoboda, J. Teorie dopravních prostředků, Praha: ČVUT Praha, 2000, ISBN 80-01-01613-7

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Michal Richtář**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21.5.2012

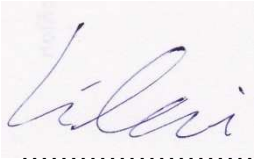
A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Lilani', is written over a light blue rectangular background.

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдоміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдоміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21.5.2012



Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Tibor Kállai

Adresa trvalého pobytu autora práce: Pod Bílou horou 1266, Kopřivnice, 742 21

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KÁLLAI, T. *Řešení závěsu nápravy osobního automobilu: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2012, XX s. Vedoucí práce: Richtář, M.

Bakalářská práce se zabývá návrhem a postupem renovace mostu zadní nápravy historického automobilu značky Amilcar. V úvodní části práce je popsáno rozdělení jednotlivých typů náprav a jejich vlastností, v další pak již zmíněná renovace včetně popsání jednotlivých kroků vedoucích k sestavení nového mostu. Následující kapitola popisuje tvorbu 3D modelu celé zadní nápravy. Na základě získaných a vypočtených hodnot je provedena pevnostní analýza mostu zadní nápravy metodou konečných prvků a simulace jízdy vozidla při několika jízdních režimech, kde zkoumáme riziko smyku/převrácení při průjezdu směrovým obloukem určitou rychlostí. Výstupem této práce je návrh konstrukce nového mostu nápravy a jeho následná kontrola prostřednictvím dynamického výpočtu a pevnostní analýzy. Vyhotovená výkresová dokumentace slouží k výrobě nového mostu.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

KÁLLAI, T. *Solution of Vehicle Axle Suspension: Bachelor thesis*. Ostrava VSB- Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Institute of Transport, 2011, XXp. Supervisor: Richtář, M.

This Bachelor thesis focuses on a draft and process of a rear axle bracket renovation of a historical automobile Amilcar. The first part is concentrated on a division of particular types of axles and their features. The next part deals with the renovation including a description of particular steps leading to the construction of a new rear axle bracket. The subsequent part describes creating 3D model of a whole rear axle. The strength analysis of a rear axle bracket is performed at the basis of obtained and calculated values by a finite elements method and a simulation ride of the vehicle in several driving modes where we examine the risk of a skid or rollover when it is passing through a directional arc with a certain speed. The end of the thesis deals with a draft of a new rear bridge construction and its following check by means of a dynamic calculation and strength analysis. Eventual drawing documentation is used for new rear axle bracket production.

Obsah

Seznam použitých zkratek a symbolů

1	Úvod	1
1.1	Historie automobilky Amilcar:.....	2
1.2	AmilcarPégase:.....	3
2	Teorie náprav.....	4
2.1	Rozdělení náprav:.....	4
2.2	Důležité atributy při konstrukci náprav:	5
2.3	Zavěšení kola:.....	6
3	Závislé zavěšení	7
3.1	Nápravnice:.....	7
3.2	Tuhé nápravy:	7
3.3	Mostové nápravy:.....	9
3.4	Panhardská tyč:	10
3.5	Wattův přímovod:	11
3.6	Scott-Russelův mechanismus:.....	11
3.7	Náprava De Dion:.....	12
4	Nezávislé zavěšení	13
4.1	Kyvadlová náprava:.....	13
4.2	Kyvadlová úhlová náprava:	14
4.3	Kliková náprava:.....	15
4.4	Kliková náprava se zkrutnou příčkou:	16
4.5	Lichoběžníková náprava:	16
4.6	Náprava McPherson:	17
4.7	Víceprvkové zavěšení:.....	18
5	Diferenciál.....	20
5.1	Otevřený diferenciál:	21
5.2	Konstrukce:	21
5.3	Závěr diferenciálu:.....	22
6	Renovace zadní nápravy vozu AmilcarPégase	23

6.1	Zhodnocení současného stavu:	23
6.2	Návrh řešení renovace zadní nápravy:	23
6.3	Postup řešení renovace mostu nápravy:.....	24
7	3D model zadní nápravy	26
7.1	Popis jednotlivých částí:.....	26
7.2	Sestavení modelu:	27
8	Dynamický výpočet.....	29
8.1	Zatížení:	29
8.2	Vliv dynamiky jízdy:.....	29
8.3	Průjezd vozidla směrovým obloukem (smyk/převrácení):.....	40
8.4	Těžiště vozidla:	44
8.5	Výpočet těžiště vozidla:.....	44
9	Metoda konečných prvků.....	47
9.1	Úvod do MKP:	47
9.2	Ukotvení a zatížení součástí:	48
9.3	Vytvoření síťového modelu:	49
9.4	Deformační analýza:	49
9.5	Analýza výsledného napětí:	50
9.6	Vyhodnocení zjištěných hodnot:	50
10	Závěr.....	51
11	Seznamy	52
11.1	Seznam obrázků:	52
11.2	Seznam tabulek:	53
12	Seznam použité literatury	53
12.2	Seznam příloh:	54

Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
B	rozchod řešené nápravy	m
F_{BL}	boční síla působící na vnější kolo zadní nápravy	N
F_{BPr}	boční síla působící na vnitřní kolo zadní nápravy	N
F_{BP}	brzdná síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na přední nápravě	N
F_{BZ}	brzdná síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na zadní nápravě	N
F_O	odstředivá síla	N
F_{OP}	boční síla připadající na přední nápravu	N
F_{OZ}	boční síla připadající na nápravu	N
F_{RP}	rozjezdová síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na přední nápravě	N
F_{RZ}	rozjezdová síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na zadní nápravě	N
$F_{Y P}''$	boční síla působící na vnitřní kolo přední nápravy	N
$F_{Y Z}''$	boční síla působící na vnitřní kolo zadní nápravy	N
F_{yP}	boční síla působící na vnější kolo přední nápravy	N
F_{yZ}	boční síla působící na vnější kolo zadní nápravy	N
F_{YP}	boční síla působící na přední nápravu	N
F_{YZ}	boční síla působící na zadní nápravu	N
F_{ZBP}	zatížení přední nápravy při brzdění	N
F_{ZBZ}	zatížení zadní nápravy při brzdění	N
F_{ZL}	celková velikost zatěžující síly působící na vnější kolo	N
F_{ZP}	celková velikost zatěžující síly působící na vnitřní kolo	N
F_{ZPr}	velikost zatěžující síly působící na vnitřní kolo	N
F_{ZP}	zatěžující síla na přední nápravě	N
F_{ZPmax}	maximální zatěžující síla na přední nápravě	N
F_{ZRP}	zatížení přední nápravy při rozjezdu	N
F_{ZRZ}	zatížení zadní nápravy při rozjezdu	N
F_{ZZ}	zatěžující síla na zadní nápravě	N
F_{ZZmax}	maximální zatěžující síla na zadní nápravě	N
G	tíha hmotnosti připadající na řešenou nápravu	N
G_N	tíha neodpružených hmot vozidla na řešené nápravě	N
G_O	tíha odpružených hmot vozidla připadající na řešenou nápravu	N
G_P	tíha odpružené hmotnosti připadající na řešenou nápravu	N
K	volba míry bezpečnosti	-
M''_P	moment boční zatěžující síly působící na vnitřní kolo přední nápravy	Nm
M''_Z	moment boční zatěžující síly působící na vnitřní kolo zadní nápravy	Nm
M'_P	moment boční zatěžující síly působící na vnější kolo přední nápravy	Nm
M'_Z	moment boční zatěžující síly působící na vnější kolo zadní nápravy	Nm
M_{KBP}	kroutící moment působící na přední nápravu při brzdění	Nm
M_{KBZ}	kroutící moment působící na zadní nápravu při brzdění	Nm
M_{KRP}	kroutící moment působící na přední nápravu při rozjezdu	Nm
M_{KRZ}	kroutící moment působící na zadní nápravu při rozjezdu	Nm

M_{OBP}	ohybový moment působící na přední nápravu při brzdění	Nm
M_{OBZ}	ohybový moment působící na zadní nápravu při brzdění	Nm
M_{ORP}	ohybový moment působící na přední nápravu při rozjezdu	Nm
M_{ORZ}	ohybový moment působící na zadní nápravu při rozjezdu	Nm
m_p	hmotnost vozidla připadající na přední nápravu	kg
m_{pl}	okamžitá hmotnost připadající na přední nápravu	kg
m_z	hmotnost vozidla připadající na zadní nápravu	kg
R	poloměr směrového oblouku	m
R_O	minimální poloměr směrového oblouku	m
a	rameno působení zatěžujících sil F_z	m
h	výška těžiště od opěrné roviny	m
h_o	kolmá vzdálenost těžiště od spojnic středů přední a zadní nápravy	m
h_t	výšková poloha těžiště	m
k_1	dynamický koeficient určený tuhostí pneumatiky a zatěžující silou	-
k_1	koeficient změny zatížení nápravy při brzdění	-
k_1	koeficient změny zatížení nápravy při rozjezdu	-
k_2	koeficient bezpečnosti	-
l	rozvor náprav	m
l_p	vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od přední nápravy	m
l_z	vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od zadní nápravy	m
m	celková hmotnost vozidla	kg
p	dostředný sklon vozovky ve směrovém oblouku	%
r_d	poloměr kola	m
v	rychlost jízdy	m.s-1
$v_n(s)$	navrhovaná rychlost	km.h ⁻¹
α	úhel náklonu vozidla	°
ΔF_{Z1P}	rozdíl zatížení kola na přední nápravě v důsledku působení odst. síly	N
ΔF_{Z1Z}	rozdíl zatížení kola na zadní nápravě v důsledku působení odst. síly	N
ΔF_{Z2P}	rozdíl zatížení kola v důsledku působení odst. síly neodpružených hmot	N
ΔF_{Z2Z}	rozdíl zatížení kola v důsledku působení odst. síly neodpružených hmot	N
ΔF_{ZP}	celková změna zatížení přední nápravy	N
ΔF_{ZZ}	celková změna zatížení zadní nápravy	N
ΔF_z	rozdíl zatížení kol na zadní nápravě	N
Δm_{pl}	přírůstek hmotnosti na přední nápravě	kg
μ_{FY}	koeficient bočních sil při přímé jízdě	-
μ_Y	součinitel boční přilnavosti pneumatiky	-
σ_{dt}	dovolené napětí v ohybu	MPa
T_{dt}	dovolené napětí v krutu	MPa

1 Úvod

Během celé automobilové historie vznikl nespočet více či méně známých modelů různých značek. Některé sloužily pouze pro přesun osob z bodu A do bodu B, jiné vítězily na závodních tratích. Vzniklo rovněž nepřeberné množství vozů, na kterých se objevovala do té doby naprosto nevídaná technická řešení. Vzpomeňme například první vozidlo s blatníky- Daimler Victoria 1897, Citroën DS 20 z roku 1968 s hydropneumatickým pérováním a měnitelnou světlou výškou, první sériově vyráběný vůz s airbagy- Chevrolet Impala z roku 1973, či první vůz s turbo motorem - BMW 2002 Turbo, který se ale nedočkal úspěchu kvůli ropné krizi. Všechny tyto vozy představují technicky a především historicky cennou techniku, kterou je třeba zachovávat pro budoucí generace.

Za tímto účelem vzniká po celém světě celá řada spolků a organizací, které se zabývají udržením této techniky na co nejvyšší úrovni. Co však můžeme konkrétně považovat za veterány?

Za veterány v současné době považujeme vozidla vyrobená do roku 1985, která jsou v patřičném technickém stavu. Tento stav posuzuje zodpovědný komisař. Komisař však tento stav pouze kontroluje. Většinu práce musí při renovaci nebo údržbě odvést samotný majitel-nadšenec, pro něhož je taková práce svým způsobem životním stylem a smyslem. Najdou se také movitější nadšenci, kteří neváhají zaplatit za veterán ve skvostném stavu nemalé částky. Soukromí sběratelé se ovšem své chlouby jen málokdy zbavují. Z tohoto důvodu působí na trhu velké množství firem, které dokážou zrenovovat praktický jakýkoliv automobil dle přání a financí klienta.

V takových firmách se nejčastěji provádí generální opravy motorů, převodovek, rozvodovek a rámu. Vytváří se plechové části karoserie dle dodaných vzorů či výkresů. U historických vozidel je také ve velké míře použito dřevo, které se jen málokdy dochová v dobrém stavu a musí se tedy nahradit. Další důležitou částí renovací jsou čalounické práce a lakýrnictví. To se provádí podle vhodně zvoleného technologického postupu, jenž bude respektovat tehdejší metody a zároveň nabídnout rovný a hladký povrch.

V této bakalářské práci se budu věnovat renovaci mostu zadní nápravy historického vozidla značky Amilcar a to od jejího počátku, kdy přišla objednávka od klienta. Provedu rozbor stávajícího stavu, navrhnou a provedu vhodné konstrukční řešení, které pak následně zkontroluji pevnostní analýzou na základě dynamického výpočtu. Vzniklá výkresová dokumentace bude základem pro finální výrobu nového mostu.

1.1 Historie automobilky Amilcar:

Celá, více než stoletá historie automobilismu je přímo protkána osudy více či méně slavných značek. Některé si své místo na Slunci vybudovaly tak pevně, že s nimi žádná krize nedokázala zatočit. Byly však také automobilky, které se jednoho dne zrodily, aby po pár letech opět upadly do zapomnění. Jedním takových výrobcem je například francouzský Amilcar, jenž produkoval své vozy v letech 1921-1939.

Za vznikem automobilky Societé Nouvelle pour l'Automobile Amilcar, jak zní celý její název, stojí pánové Emil Akar se svým přítelem Josefem Lamym, kteří v roce 1919 koupili skomírající automobilku LeZébre. Tento tah se ukázal jako velice prospěšným, neboť nedošlo pouze ke změně nápisu na zdech továrny, ale také k přesunu zaměstnanců v čele s mechaniky Julem Salomonem a Edmontem Moytem, kteří v následujících letech stáli za všemi úspěchy Amilcaru.

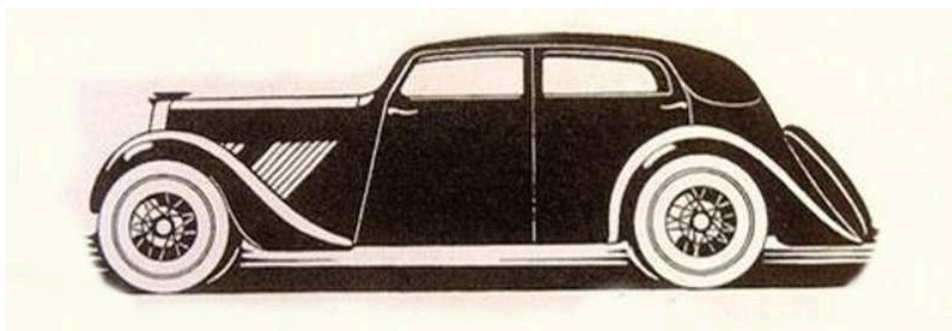


Obr. č. 1.1 Amilcar Pégase. [8]

Prvním vyrobeným modelem pod taktovkou Amilcaru byl model CC se čtyřválcovou pohonnou jednotkou o zdvihovém objemu 908 kubických centimetrů o výkonu 13,4 kW, jenž z výrobní linky sjel na podzim roku 1921. CC s maximální rychlostí rovných 100 km za hodinu, zaznamenal poměrně slušný úspěch a záhy se začalo vyrábět až 5 kusů denně. O další rok později byl představen model CS, jež začal naplňovat sportovní ambice automobilky a začal se zúčastňovat většiny sportovních akcí v zemi. Skvěle na něj navázal model CGS Gran Sport či CGSS "Grand Sport Surbaissée" s brzdami na všech kolech se čtyřválcovým motorem o výkonu 22,4 kW s maximální rychlostí 116 km/h. Jen v roce 1924 získal CGS a jeho variace celkově 102 prvních míst. O tři roky později se představil typ CE s přeplňovaným šestiválcem s rozvodem DOHC a zdvihovým objemem 1,11 litrů s výkonem 56 kW a maximální rychlostí rovných 200 km/h, jež vyhrál Rallye Monte Carlo a v LeMans obsadil 3. a 4. místo.

30. léta bohužel znamenaly pro automobilku Amilcar těžké časy. Úspěch nezaznamenal model Pégase určený pro čtyři cestující s výkonem 43 kW a maximální rychlostí 125 km v hodině. Společnost se musela vzhledem k velmi nízkým prodejním číslům zbavit většiny svých hmotných statků a k ničemu nepomohlo ani sloučení s firmou Hotchkiss, přestože díky této spolupráci vznikl pokrokový model AB 38 Compound, který disponoval čtyřválcem o objemu 1,185 litrů s výkonem 24,6 kW, rámem z lehkých slitin a nezávislým zavěšením všech kol. Vyrobeno bylo pouhých 1000 kusů, než došlo k ukončení produkce z důvodu vypuknutí Druhé světové války. Po válce již výroba nebyla obnovena a na kdysi veliké sportovní úspěchy začal usadat prach.

A to až do poloviny 80. let, kdy rakouský veteránista Reinhard List objevil v jednom malém belgickém městečku skladiště náhradních dílů, mezi kterými se nacházely pozůstatky neobvyklého závodního vozu postaveného v roce 1934 v počtu pouhých tří exemplářů, které se ve stejném roce zúčastnily slavného vytrvalostního závodu 24 hodin LeMans. Vozidlo disponovalo malým motorem o zdvihovém objemu 1,15 litrů s výkonem 74 kW při váze pouhých 450 kilogramů. Díky Reinhardu Listovi můžeme dodnes tento unikát stále spatřit na veteránských akcích. [1]



Obr. č. 1.2 Amilcar Pégase. [8]

1.2 AmilcarPégase:

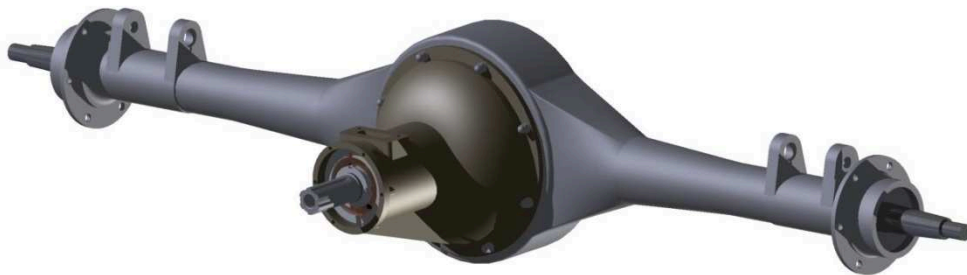
Model Pégase (na obr. č. 1.1) je uzavřený čtyřdveřový automobil s místem pro čtyři cestující vyráběný od roku 1934 do roku 1937. O pohon se stará zážehový, kapalinou chlazený čtyřválec o zdvihovém objemu 2150 cm³ s rozvodem OHV o výkonu 43 kW (58 koní) při 4000 otáčkách za minutu. Výkon byl od motoru posílán skrze mechanickou čtyřstupňovou převodovku na kola zadní nápravy. Vozidlo s rozvorem náprav 2800 mm vážilo 1280 kilogramů a disponovalo maximální rychlostí až 125 km/h. [8]

2 Teorie náprav

Pod pojmem náprava se obecně rozumí část automobilu, která slouží především ke spojení kola s rámem vozidla nebo s jeho nosnou částí karoserie. Nápravy rovněž spojují dvě protější kola a přenášejí hmotnost vozidla přes pružiny na vozovku.

Nápravy musí být voleny tak, aby byly schopné plnit všechny požadavky bez ohledu na velikost sil působících od vozovky a kroutících momentů působících mezi koly a vozidlem.

Nápravami označujeme soubor konstrukčních prvků, mezi které patří nápravnice, kyvná ramena, pružicí elementy, náboje kol a jejich ústrojí (řídící, hnací, brzdové).



Obr. č. 2.1 Zadní náprava. [Autor]

2.1 Rozdělení náprav:

Nápravy vozidel rozdělujeme podle několika základních hledisek:

2.1.1 Podle konstrukce:

- Tuhé-kola jsou uložena na nápravnici nebo na mostu
- Výkyvné- kola jsou uložena samostatně pomocí závěsných prvků kloubově připojených k nosné konstrukci vozidla

2.1.2 Podle zavěšení kol:

- Závislé
- nezávislé

2.1.3 Podle funkce:

- Řídící (umožňují měnit směr jízdy natáčením kol kolem rejdového čepu)
- Hnací (přenášejí točivý moment motoru na poháněná kola vozidla)

- Sunuté (mají jen nosnou nebo řídící funkci)

2.1.4 Podle umístění:

- Přední
- Zadní
- Střední

2.1.5 Vedení tuhých náprav:

- Použití šikmých ramen
- Delta ramena
- Panhardská tyč
- Wattův přímovod
- Scott-Russelův mechanismus
- De-Dion

2.1.6 Tuhé hnací nápravy:

- Celistvé
- Skládané

2.1.7 Výkyvné nápravy:

- Kyvadlové nápravy
- Nezávislé zavěšení kol

2.1.8 Rozdělení kyvadlových náprav:

- Kyvadlová náprava nezkrácená
- Kyvadlová náprava zkrácená
- Kyvadlová náprava se sunutými rameny

2.1.9 Rozdělení nezávisle zavěšených náprav:

- Přední: náprava McPherson, lichoběžníková
- Zadní: náprava kyvadlová, torzní kliková
- Přední+zadní: víceprvková náprava

2.2 Důležité atributy při konstrukci náprav:

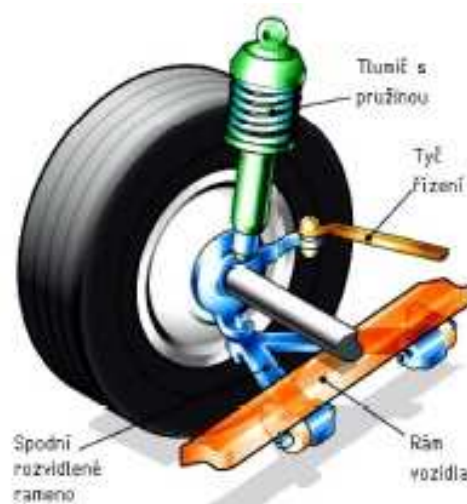
Při návrhu konstrukce náprav je třeba dodržovat několik zásad. Tou první je snížení neodpružených hmot na minimum, neboť na ně působí přímý ráz. Druhou je pak spojení nápravy s rámem vozidla, které musí zaručovat přesně a dostatečně tuhé vedení všech kol

bez ohledu na velikost působících sil od vozovky, setrvačných sil a kroutících momentů působících mezi koly a vozidlem při pohonu a brzdění.

2.3 Zavěšení kola:

Vedle náprav je rovněž důležitým prvkem podvozku zavěšení kola (obr. č. 2.2). To je tvořené závěsnými rameny a vzpěrami, které spojují kola s nástavbou vozidla a umožňují tak jeho nezávislý pohyb. Zavěšení kola musí zabezpečit:

- Pohyb kola vzhledem k nástavbě vozidla. Současně má za úkol omezit pohyby kola, které by nepříznivě ovlivňovaly jízdní vlastnosti vozidla (změna rozchodu kol, změna rozvoru, změna sklonu kola).
- Přenášet síly a momenty mezi kolem a nástavbou automobilu. To znamená přenést:
 - Svislé síly ve spolupráci s odpružením vozidla
 - Podélné síly (hnací nebo zpomalující) a jejich momenty
 - Příčné síly (odstředivá síla, boční vítr, sklon vozovky) a jejich momenty



Obr. č. 2.2 Příklad zavěšení kola. [6]

2.3.1 Závislé zavěšení:

Závislým zavěšením se rozumí tuhá náprava, kde dvojice kol je propojena tuhým příčným nosníkem (tzv. mostem nápravy). Kola s mostem nápravy tvoří jeden pevný celek (pokud neuvažujeme rotaci kol a jejich natáčení u řídicích náprav). Takový celek koná pohyb ve svislé příčné rovině vůči nástavbě vozidla a díky spojení s mostem nápravy zůstává zachována rovnoběžnost středových rovin neřízených kol.

2.3.2 Nezávislé zavěšení:

Nezávislé zavěšení dovoluje každému kolu vykonávat autonomní pohyb vůči nástavbě přibližně ve svislé příčné rovině (pokud neuvažujeme s natačením kol řídící nápravy).

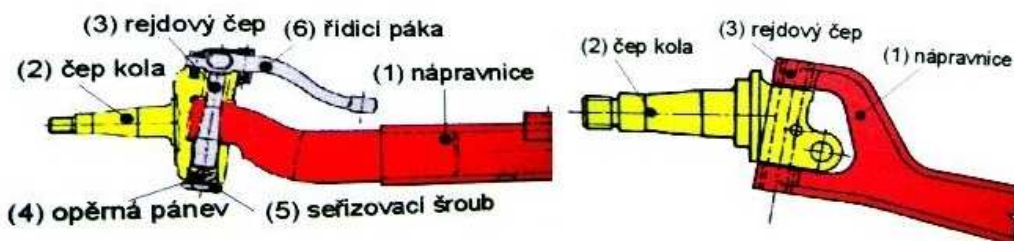
3 Závislé zavěšení

3.1 Nápravnice:

Nápravnice (obr. č. 3.1) je hlavní nosnou částí tuhé řídící nápravy. K nápravnici jsou přes rejdové čepy připojeny čepy kola. Nápravnice má na horní straně sedla sloužící k uchycení listových pružin. Náprava je tvořena plným profilovým nosníkem. Slouží pouze jako nosná, u vozidel s nižší konstrukční rychlostí (traktory, vleky, offroady, veteráni) se používá i jako řídící. [6]

Konstrukce nápravnic mohou být:

- Rozvidlená nápravnice
- Nerozvidlená nápravnice



Obr. č. 3.1 Rozvidlená a nerozvidlená nápravnice. [6]

3.2 Tuhé nápravy:

Náprava musí být schopná zachytit síly působící ve všech třech směrech, rovněž také momenty vyvolané těmito silami. To znamená, že momenty se snaží nápravou otáčet kolem její osy, síly se pak snaží nápravu posunout v podélném nebo příčném směru vůči nástavbě vozidla. Tyto pohyby jsou však krajně nežádoucí a musí je zachytit a eliminovat zavěšení nápravy. Může nastat několik typických příkladů. Na zachycení podélných sil a jejich momentů se využívají tři nebo čtyři podélně vedená ramena uložená ve výkyvných uloženíh. Příčně působící síly zachytává tzv. Panhardská tyč. Někdy se místo této tyče

používá Wattův přímovod, který zajišťuje, že při pružení náprava nevybočuje. Tato dvě konstrukční řešení, kterým se budu věnovat v další části práce, zvyšují komplikovanost zavěšení. Aby se tomu předešlo, používá se často čtyřbodové zavěšení, kde jsou dvě nebo všechny čtyři ramena vedená šikmo k podélné rovině vozidla (obr. č. 3.2). Ramena musí být vzájemně symetrická k podélné rovině vozidla. Tento typ zavěšení je schopen zachytávat všechny podélné a příčné síly včetně jejich momentů.



Obr. č. 3.2 Zavěšení nápravy pomocí ramen. [9]

Někdy se spojí dvojice šikmo vedených ramen do tuhého trojúhelníku. Na zavěšení tuhé nápravy je rovněž možno využít dvojice podélně uložených listových pružin. Ty dokážou plnit jak funkci pružení, tak současně i zavěšení nápravy. Jsou schopné zachytávat všechny podélné a příčné síly a momenty těmito silami vyvolané. Pro svojí jednoduchost se tohoto řešení využívá u nákladních vozidel, kde nároky na přesnost vedení kol nejsou tolik přísné. Při přenosu brzdných nebo zrychlujících sil jsou listové pružiny namáhané přidavným ohybovým namáháním. Z tohoto důvodu se někdy dvojice listových pružin doplňuje podélnými rameny, které přenášejí reakce od brzdného nebo hnacího momentu. Zavěšení nápravy pomocí tuhého nástavce mostu a dvou podélných ramen zabezpečuje přenos podélných sil prostřednictvím dvojice podélných ramen a tuhého nástavce mostu.

Přenos brzdných a hnacích momentů zabezpečuje tuhá nástavba mostu. Ta zabezpečuje také vedení mostu v příčném směru tím, že zachytává příčné síly a vzniklý moment působící okolo uchycení tuhé nástavby zachytávají podélné ramena tahovými a vzpěrnými silami.

U konstrukce tuhých náprav se setkáváme s těmito uspořádáními:

- Příčný nosník může být umístěn v ose rotace kol.
- Příčný nosník je umístěn v ose rotace závěsných ramen.
- Příčný nosník je umístěn ve středu podélných ramen.

Při poháněné tuhé nápravě je stálý převod a diferenciál umístěn v mostě nápravy. To způsobuje, že velká hmotnost je neodpružená. Řešením eliminace neodpružených hmot může být konstrukce nápravy De-Dion, u které je stálý převod a diferenciál umístěn na nástavbě a hnací moment se ke kolům přenáší kloubovými hřídelemi. Protože je jeden konec kloubového hřídele spojený s diferenciálem, druhý volný konec se pohybuje po kružnici. Most nápravy se při relativním pohybu vůči nástavbě může pohybovat jen ve svislém směru, a proto kloubové hřídele musí být schopné měnit svojí výšku. [5]



Obr. č. 3.3 příklady tuhých nápravy. [9]

3.3 Mostové nápravy:

Mostové nápravy jsou převážně neřízené a používají se především v případě, kdy přenášejí točivý moment od motoru na kola. Základem je jednodílný most složený ze skříňe rozvodovky se soukolím stálého převodu a diferenciálem a dvou nástavných trubek, ve kterých jsou uloženy hnací hřídele. [12]

3.3.1 Jednodílná (banjo):

Je určena především pro lehká vozidla a je většinou vyráběna svařením několika částí. Její hlavní výhodou je vysoká tuhost. Nevýhodou je nutnost výměny celého mostu při mechanickém poškození. Příklad jednodílného mostu je uveden na obr. č. 3.4.



Obr. č. 3.4 Jednodílná mostová náprava. [Autor]

3.3.2 Vícedílná:

Vícedílná náprava vznikne složením dvou až čtyř dílů, které se při poškození dají vyměnit. Rozložitelný celek má za následek snížení celkové tuhosti nápravy.

3.3.3 Přenos příčných sil:

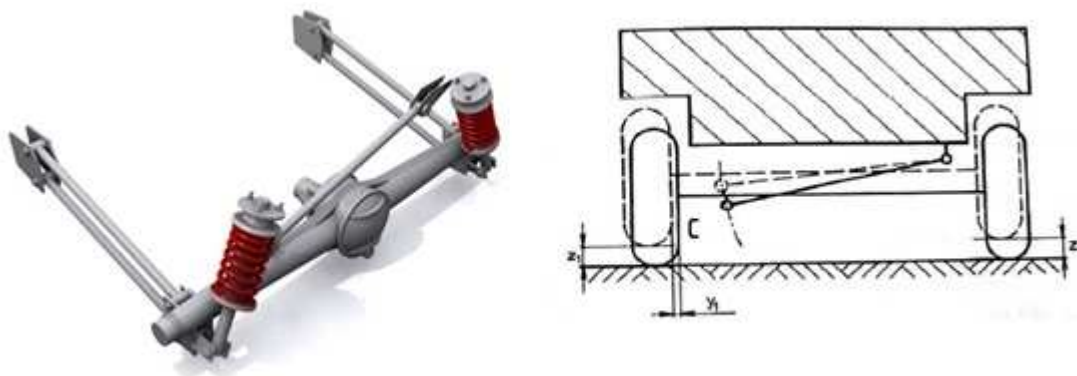
Pokud je mostová náprava odpružena pružinami, které nezaručují vedení nápravy, je třeba nápravu doplnit o vhodný mechanismus, který bude zajišťovat přenos příčných a bočních sil mezi nápravou a rámem. K tomuto účelu se obvykle používá Panhardská tyč.

3.3.4 Vlastnosti:

Relativně malá konstrukční složitost. Malé nároky na údržbu. Velká neodpružená hmota. Velká nosnost. Při propružení je most nápravy namáhán na krut.

3.4 Panhardská tyč:

Panhardská tyč (obr. č. 3.5), jejíž název vznikl podle jména jedné francouzské automobilky, slouží k příčnému vedení tuhé nápravy a nejčastěji se používá u lehkých nákladních a terénních vozidel.

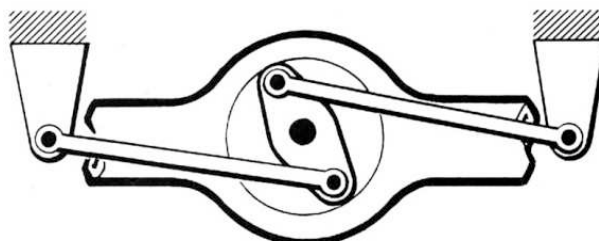


Obr. č. 3.5 Panhardská tyč. [2,6]

V dnešní době se k odpružení tuhých náprav používají téměř výlučně vinuté pružiny, které nahradily dříve používaná listová pera. Hlavní nevýhodou vinutých pružin je chybějící boční vedení. K podélnému vedení slouží dvě nebo čtyři ramena. V příčném směru je pak vedení zajištěno Panhardskou tyčí. Při propružení vozidla dochází vlivem působení tohoto zařízení k nežádoucímu bočnímu posuvu tuhé nápravy, se kterým je rovněž spojeno boční kmitání nástavby. K eliminaci těchto posuvů se Panhardská tyč konstruuje jako co nejdelší a její poloha je vodorovná. [12]

3.5 Wattův přímovod:

Wattův přímovod (obr. č. 3.6) slouží stejně jako Panhardská tyč především k příčnému vedení tuhé nápravy. Výhodou Wattova přímovodu je větší přesnost a přímý svislý pohyb nápravy. Dalším účelem tohoto jednoduchého mechanismu je umožnění rovného přímého vedení s možností přenosu bočních sil.



Obr. č. 3.6 Wattůvpřímovod. [12]

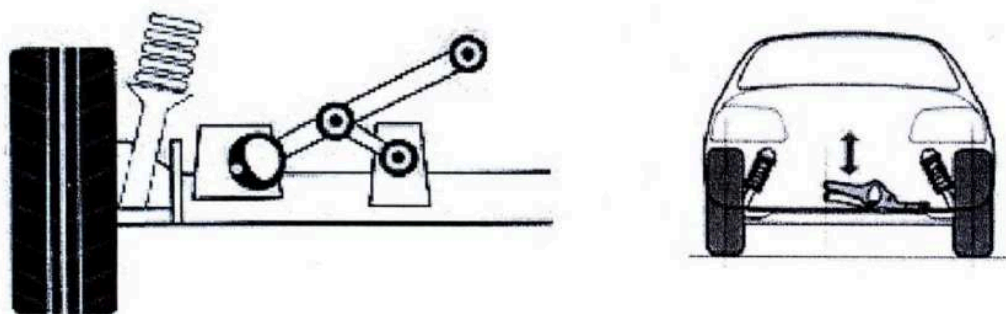
Konstrukce je v ideálním případě středově souměrná a tím zaručuje, že se při změnách polohy ramen bude střed pohybovat po přímce. Na most nápravy je uchycen mechanismus Wattova přímovodu a konce obou ramen jsou uchyceny ke karoserii. Otočné uložení středové části dovoluje popršení nápravy.

Přestože je princip Wattova přímovodu znám přes 250 let, dodnes se k němu automobilky často vracejí. Příkladem je německá automobilka Opel, která Wattovým přímovodem doplnila vlečenou zadní nápravu u aktuální generace hatchbacku Astra. Výhodou je zvýšení tuhosti nápravy v příčném směru a skutečnost, že uložení vlečených ramen nemusejí přenášet žádné boční síly při průjezdu zatáčkou. [12]

3.6 Scott-Russelův mechanismus:

Mechanismus Scott-Russell zahrnuje příčné rameno a řídicí tyč (obr. č. 3.7). Podobně jako Panhardská tyč připojuje příčné rameno torzní nosník ke skeletu karosérie. Zabezpečuje příčné upevnění, což umožňuje, aby vlečená ramena byla co nejstíhlejší. Na rozdíl od Panhardské tyče se příčné rameno vozu neotáčí v pevném bodu na zkrutném nosníku. Je připevněno přes speciální, vertikálně tuhé, avšak stranově poddajné pouzdro. Kratší řídicí tyč spojuje příčné rameno (zhruba ve středu jeho délky) a torzní nosník uvnitř vnějšího pouzdra. Když se osa torzního nosníku zvedá a klesá vzhledem ke karoserii, pracuje složené spojení jako Panhardská tyč. Jenže jelikož se příčné rameno na konci torzního nosníku může vůči nosníku pohybovat stranou, zabráňuje stranovým pohybům celé osy a zároveň zdvihání jednoduché Panhardské tyče.

Zadní kola vozů Nissan se tak vůči karoserii pohybují pouze vertikálně. Bez rozdílu mezi zatáčením vpravo nebo vlevo, přičemž spojení rovněž umožňuje velice malý pohyb mezi středem otáčení a těžištěm, když se náprava zvedá a klesá. Dokonce i při delším chodu odpružení, zajištěném pro některé modely kvůli zvýšení pohodlí. Jednoduše řečeno si Nissany udržují pneumatiky stále kolmo k silnici. Dokonce i během ostrého zatáčení s velkými úhly otáčení karosérie se zachovává maximální kontakt mezi pneumatikou a vozovkou ve prospěch záběru i citlivé reakce na řízení. Vše je dále zlepšeno promyšlenou konstrukcí pouzdra, dovolující přesné ovládání změn sbíhavosti zadního kola, což ještě zlepšuje stabilitu v zatáčkách. [2]



Obr. č. 3.7 Scott-Russelův mechanismus. [2]

3.7 Náprava De Dion:

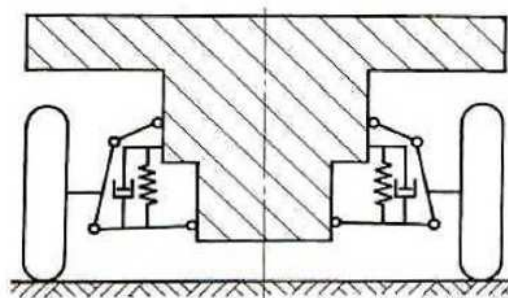
Náprava typu De Dion (obr. č. 3.8) byla poprvé představena již v roce 1896 a její nespornou výhodou je spojení předností nezávislého zavěšení kol a tuhé nápravy. Základním principem je oddělení pohonu nápravy od mostu nápravy, čímž dojde ke snížení hmotnosti neodpružených hmot. Rozvodovka je spojena nepohyblivě s rámem nebo karoserií, zatímco kola jsou uchycena kloubovými hřídeli, které jsou pevně spojeny tuhým nosníkem, čímž je fixována jejich vzájemná poloha. Tento tuhý nosník může být příčně ustaven k rámu pomocí Panhardské tyče nebo Wattovým přímovodem. Tato řešení zachycují boční síly. Rozvodovka, která není umístěná na tuhé nápravě, je součástí odpružených hmot. Hmotnost kloubových hřídelí se jen částečně přičítá k neodpruženým hmotám. [12]



Obr. č. 3.8 Náprava typu De Dion. [9]

4 Nezávislé zavěšení

Někdy se na zavěšení kola využívá víc než jedno závěsné rameno. V tomto případě hovoříme o složených mechanismech. Jedním z představitelů tohoto druhu zavěšení je zavěšení lichoběžníkové pomocí dvojice příčných závěsných ramen. [2]



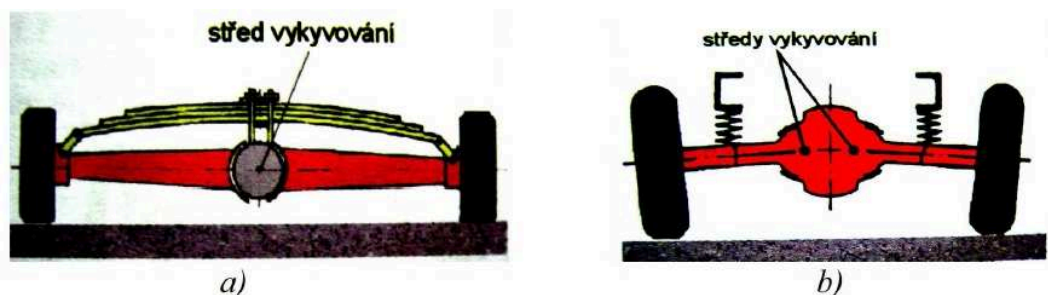
Obr. č. 4.1 Nezávislé zavěšení. [2]

4.1 Kyvadlová náprava:

Kyvadlová náprava (obr. č. 4.2) se používá výhradně jako náprava zadní a má společný konstrukční základ s nápravou klikovou. Hlavním rozdílem je šikmá osa kývání obou ramen, kterou disponuje náprava kyvadlová.

Rozeznáváme dva typy kyvadlových náprav:

- S jedním kloubem
- Se dvěma klouby



Obr. č. 4.2 Kyvadlová náprava. [6]

4.1.1 Konstrukční řešení:

U nápravy s jedním kloubem je každé kolo zavěšeno na samostatném rameni. Obě tato ramena se vykyvují kolem společného středu.

Konstrukce a vlastnosti nápravy s dvěma klouby jsou obdobné jako u předcházejícího řešení. Kola se vykyvují na kratších polonápravách. [2]

4.2 Kyvadlová úhlová náprava:

Přestože má tento typ nápravy podobné vlastnosti jako obě předcházející, je z kinematického hlediska vhodnější. Ani kyvadlovou úhlovou nápravu však nelze použít jako nápravu řídící.



Obr. č. 4.3 Kyvadlová úhlová náprava. [9]

4.2.1 Konstrukční řešení:

Příčně uložená nápravnice je přes silentbloky uchycena k vozidlu a k nápravnici jsou přes čepy uchycena vlečná ramena. Ramena jsou odpružena pomocí vinuté pružiny

a na konci ramen jsou přichyceny tlumiče. Hlavní výhodou této konstrukce je absence kulových čepů. Z tohoto důvodu však náprava nesmí být použita jako řídící. [2]

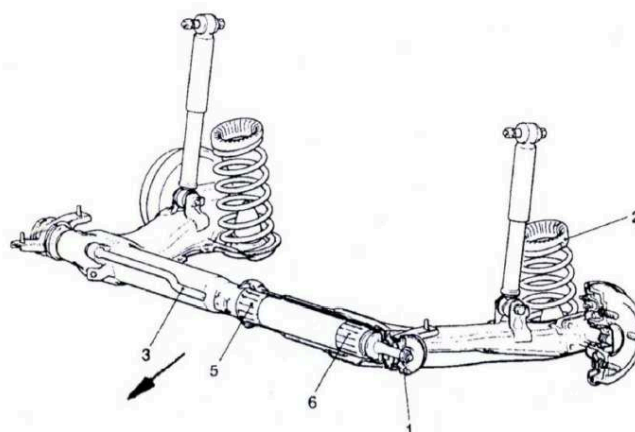
4.3 Kliková náprava:

Kliková náprava (obr. č. 4.4) je známa také jako polotuhá náprava s vlečnými rameny. Přestože se většinou používá jako zadní hnaná náprava, lze ji použít také jako zadní hnací nápravu. Hlavní výhodou je prostorová nenáročnost, relativní konstrukční jednoduchost a dobré jízdní vlastnosti. Z tohoto důvodu ji dnes používá většina automobilek u svých modelů s předním pohonem. V porovnání s kyvadlovou nápravou je největší nevýhodou zvětšení klopení karoserie při průjezdu zatáčkou.

4.3.1 Konstrukční řešení:

Každé kolo je zavěšeno na jednom nebo dvou podélných ramenech a díky tomu se kola vykyvují kolem osy kolmé k podélné ose vozidla. Náprava bývá odpružena zkrutnými tyčemi a má šikmo orientované tlumiče spolu s vinutými pružinami.

Na následujícím obrázku vidíme klikovou nápravu s vinutými pružinami. Podélná ramena jsou svařena s příčnými trubkami. Ty jsou navzájem zasunuty do sebe. Ramena jsou otočně uložena na kluzných ložiskách (pozice 5 a 6). Boční pohyby nápravy zachycuje uložení (1). Vinuté pružiny jsou uloženy nízko a o karoserii se opírají pryžovými kroužky (2). Krátký stabilizátor (3) je uchycen k levé a pravé trubce svými konci a mezi podlahou vozu svým středem. [2]



Obr. č. 4.4 Kliková náprava. [2]

4.4 Kliková náprava se zkrutnou příčkou:

Kliková náprava se zkrutnou příčkou tvoří jakýsi mezistupeň mezi nezávislým zavěšením kol a tuhou nápravou. Rovněž vyniká jednoduchostí a prostorovou nenáročností. Tato konstrukce zadní nápravy snižuje úroveň podlahy a zvětšuje tak využitelnou ložnou míru, která je mnohdy tím nejdůležitějším aspektem při výběru nového vozu hned vedle absolutního objemu zavazadlového prostoru.

4.4.1 Konstrukční řešení:

Spojovacím prvkem této klikové nápravy je otevřená příčka s průřezem ve tvaru písmene U, která se při stejnoběžném propružení nedeformuje a při protiběžném propružení se zkrucuje a tím nahrazuje příčný stabilizátor.

Kliková náprava se zkrutnou příčkou obsahuje velmi málo konstrukčních dílů. S tím je spojena malá hmotnost neodpružených hmot. Naopak mezi nevýhody lze zařadit například vysoké torzní a smykové napětí v příčném nosníku, vysoké namáhání svarových švů a tím i omezené přípustné zatížení zadní nápravy. Tato nevýhoda je ovšem relativní, neboť se u osobních vozů nižší střední třídy nepředpokládá s pracovním a užitným nasazením. [6]

4.5 Lichoběžníková náprava:

Lichoběžníková náprava (obr. č. 4.5) se nejčastěji používá jako řídící a její největší výhodou je velmi nízké uložení, díky kterému zabere méně místa. Opomenout nemůžeme ani schopnost přenášet větší výkony než náprava McPherson. Lichoběžníková náprava je také v zatáčkách dobře ovladatelná a řidiči poskytuje důležitou zpětnou vazbu. Nevýhodou je pak složitější a nákladnější konstrukce a větší náchylnost k opotřebení. Původ názvu je odvozen od polohy ramen vůči těhlici, čímž tvoří lichoběžník.



Obr. č. 4.5 Lichoběžníková náprava. [9]

4.5.1 Konstrukční řešení:

Koncové body ramen tvoří v průmětu do příčné roviny lichoběžník. Kola jsou zavěšena na nápravnici, rámu nebo na skříni převodovky pomocí dvou nestejně dlouhých příčných ramen, které jsou umístěny nad sebou. Horní ramena jsou kratší, spodní naopak delší z důvodu upevnění tlumiče s pružinou na spodním rameni. Při propuštění dochází jen k malým změnám rozchodu kola a geometrie. Těhlice kola se nachází mezi rameny a je k ramenům vázána kulovými čepy.

Řídící tyč je s nápravou vázána kulovým čepem a jejím úkolem je zabezpečení zatáčení kola nebo fixace kola v příčném směru v případě zadní neřízené nápravy. [2]

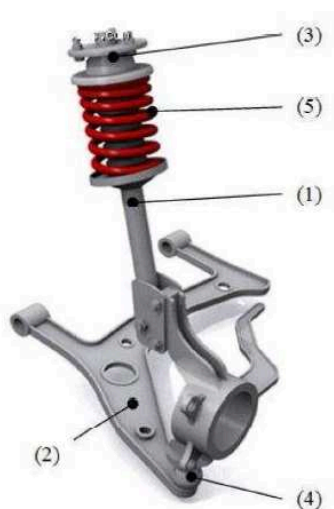
4.6 Náprava McPherson:

Prvním vozem používajícím tento typ nápravy byl Ford Vedette vyráběný od roku 1949. Od té doby prošel tento typ nápravy mnoha vylepšeními, které z ní udělaly jednu z nejčastěji používaných předních náprav.

Nápravu lze používat jako hnanou, tak i hnací. Přesto se v praxi nejčastěji používá u vozidel s motorem umístěným vpředu a s pohonem předních kol.

4.6.1 Konstrukční řešení:

Náprava typu McPherson je ve svém principu fungování odvozena z lichoběžníkové nápravy, u které je horní rameno nahrazeno vedením. Tím se získá vnitřní prostor využitelný pro motor nebo pro zvětšení objemu zavazadlového prostoru.



Obr. č. 4.6 Náprava McPherson. [9]

Základem celé konstrukce je výkyvné rameno vyrobené z vysokopevnostního plechu (2) šikmo uložené k podélné ose vozidla, na kterém je uchyceno kolo pomocí kulového kloubu (4) a těhlice vyrobené jako odlitek. Těhlice je pevně spojená se spodním vedením tlumičové vzpěry McPherson (1). Horní vedení je tvořeno jedním axiálním valivým ložiskem (3), jenž přenáší hmotnost vozidla na vinutou pružinu (5). Tato pružina se opírá svým spodním koncem o miskou spojenou s vnější částí tlumičové vzpěry McPherson.

Horní a dolní vedení se dohromady nazývá vzpěra McPherson. Jedná se tedy vlastně o zesílený tlumič schopný zachytávat vedle axiálních sil rovněž síly radiální. Při zachytávání radiálních sil vzniká v tlumiči tření, které může při malých nerovnostech zablokovat pohyb celé vzpěry. Pro co největší snížení tohoto nežádoucího tření se upravuje pozice pružiny, která se vyosí od osy vzpěry. Tíha auta pak působí proti radiálním silám působících na vzpěru. [6]

4.7 Víceprvkové zavěšení:

Víceprvkové zavěšení (používá se rovněž označení Multi-link) je zavěšení předních nebo zadních kol, které se skládá z několika ramen, tyčí nebo trojúhelníkových ramen. Jedná se o prostorově složitý systém zajišťující optimální kinematiku nápravy. Díky nastavení parametrů jednotlivých ramen se toto zavěšení vyznačuje lepšími možnostmi naladění podvozku.

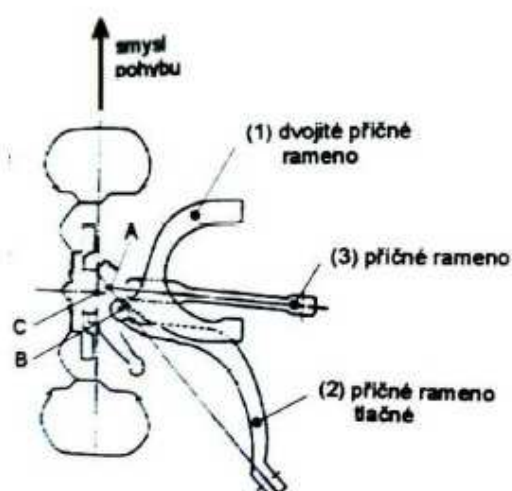


Obr. č. 4.7 Víceprvkové zavěšení. [9]

Mezi hlavní kladné vlastnosti tohoto ústrojí lze zařadit nízkou hmotnost, vynikající potlačení vibrací a hluku od kol, nízké tření a prostorovou účinnost. Rovněž víceprvková náprava umožňuje řešit působení bočních a podélných sil nezávisle na sobě. Boční síly zachycují příčná ramena. Jejich délka, umístění a tuhost uložení jsou navrženy s ohledem na zatížení boční silou. Uložení příčných ramen jsou tuhá a vyrobená s velkou přesností z důvodů žádoucí velké tuhosti nápravy vzhledem k příčným silám.

4.7.1 Víceprvkové zavěšení přední:

Základní úkolem předního zavěšení je zajištění optimální polohy rejdové osy. Ta je v tomto případě pouze virtuální.

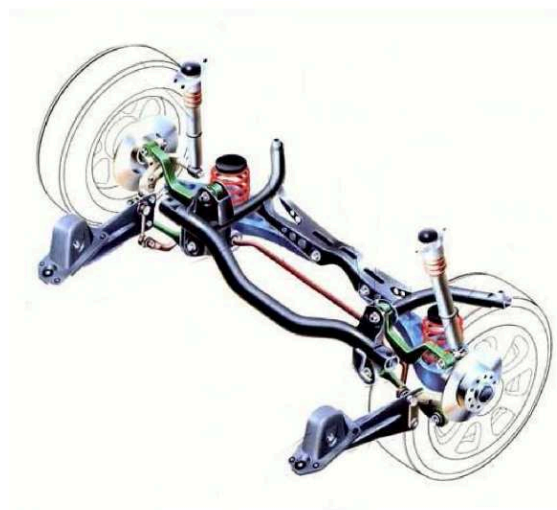


Obr. č. 4.8 Víceprvkové zavěšení přední [6]

Základem celé konstrukce je zavěšení kola, které je v horní části zavěšeno pomocí dvojitěho příčného ramene. Na spodní části je pak zavěšeno prostřednictvím dvou samostatných příčných ramen. Toto zavěšení zajišťuje negativní poloměr rejdu, což je ideální vzhledem k zajištění směrové stability.

4.7.2 Víceprvkové zavěšení zadní:

Hlavním úkolem zadního víceprvkového zavěšení je dosažení vysokého komfortu jízdy. To se projevuje jak zlepšenou schopností eliminovat nerovnosti, tak výbornou stabilitou vozu při jízdě v přímém směru, i při jízdě směrovým obloukem.



Obr. č. 4.9 Víceprvkové zavěšení zadní. [6]

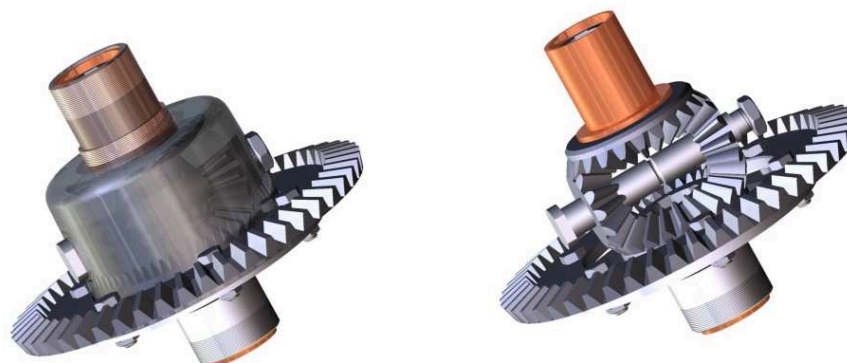
Typickým příkladem konstrukčního řešení zadního víceprvkového zavěšení je způsob zobrazený na obr.č.4.9. Každé kolo je zavěšeno na třech příčných ramenech (lichoběžníkové spodní rameno, dvě jednoduchá ramena). Delší horní rameno je spojeno s tlumičem pérování, kratší horní pak umožňuje seřízení sbíhavosti. Všechna výše zmíněná ramena jsou uložena na nápravnici. Příčný stabilizátor se spojuje s těhlicí závěsem.

Uspořádání vlečného a vodícího ramena umožňuje pohyb při propršení kola po přímce. Důsledkem toho vzniká anti-dive (předklánění karoserie), či anti-squat (zaklánění karoserie). [6]

5 Diferenciál

Diferenciálem můžeme označit takový mechanický prvek, který pracuje na principu planetové převodovky a jeho účelem je především rozdělení poměru otáček mezi dvě výstupní hřídele (obr. č. 5.1). Toho lze využít například při průjezdu vozidla zatáčkou, kdy diferenciál umožňuje různou rychlost otáčení kol, vzhledem k tomu, že se vnější kolo otáčí s menší obvodovou rychlostí, než kolo vnitřní. To je dáno stejnou úhlovou rychlostí celého vozidla, kdy se kola dotýkají podkladu s různým poloměrem otáčení kolem společného bodu. Eliminuje se tak možnost projetí zatáčky smykem.

Mezi výhody použití diferenciálu patří nižší opotřebení pneumatik, zlepšení jízdní stability a lepší přilnavost vozidla k povrchu.



Obr. č. 5.1 Diferenciál. [Autor]

Hlavní nevýhodou diferenciálu je tření ozubení, které způsobuje nárůst spotřeby paliva při stejném výkonu vozidla nebo naopak pokles výkonu při stejné spotřebě. Další nevýhodou je provozní vlastnost diferenciálu, který poskytuje stále stejný točivý moment oběma kolům. Dojde-li ke snížení adheze jednoho kola natolik, že začne prokluzovat, v ideálním případě by jeho práci mělo zastoupit kolo druhé. Vzhledem ke sníženému odporu proti otáčení a tím i sníženému přiváděnému točivému momentu, táhne druhé kolo o poznání méně, neboť i to pracuje se sníženým točivým momentem. To má za následek zhoršení jízdních vlastností. Tuto nevýhodu eliminuje uzávěrka diferenciálu. [10]

5.1 Otevřený diferenciál:

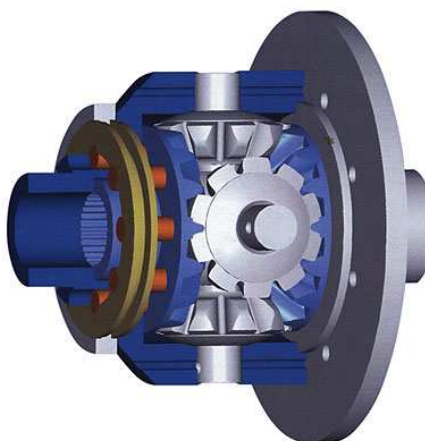
Otevřený diferenciál je v současnosti nejrozšířenějším diferenciálem pro svou konstrukční jednoduchost.

5.2 Konstrukce:

Základem je talířové kolo pevně spojené s klecí diferenciálu, jež je poháněno od převodovky. Toto talířové kolo může být poháněno dvěma způsoby. Tím prvním je přímé ozubení od sousého pohonu. Druhým řešením je kuželový převod od pohonu s kolmým hřídelem. Součástí diferenciálu je dvojice volně otočných kuželových satelitů, které zapadají do ozubení planetových kol. Přes tato planetová kola jsou poháněny hřídele vždy rovným dílem. Pokud se obě výstupní hřídele točí stejnou rychlostí, dvojice satelitů se vzhledem k talířovému kolu neotáčí. Ta se začnou otáčet při zablokování jedné z hřídelí. Druhá hřídel se pak bude otáčet dvojnásobnou rychlostí.

5.3 Závěr diferenciálu:

Závěr diferenciálu slouží k zabránění poklesu točivého momentu na neprokluzujícím kole. Závěrem se rozumí taková určitá forma vzájemného propojení obou výstupních hřídelí, která napomáhá vyrovnání jejich otáček a převádí část momentu z jednoho výstupu na druhý. Přenosem nadbytku momentu z protáčejícího se kola na druhé s lepší adhezí se jednak omezí protáčení prvního a zároveň zvýší tah druhého kola. Propojení může být částečné nebo úplné. [10]



Obr. č. 5.2 Diferenciál se závěrem. [10]

Úplný závěr spojí oba výstupy napevno bez možnosti rozdílu otáček. Často se chybně uvádí, že se přiváděný moment v takovém případě rozděluje v pevném poměru 50:50. Moment se však v tomto případě rozděluje naprosto nekontrolovaně a to pouze v závislosti na okamžitých odporech jednotlivého kola. Rozdělení momentu v poměru 50:50 by bylo jen za ideálního stavu - jízda v přesně rovném směru po dokonalé rovině a s koly shodného průměru. Stačí však, aby se jedno kolo například z důvodu nerovnosti nadzvedlo, ihned ztratí adhezi a celou tažnou sílu přebírá kolo druhé, jehož moment tak nejenom nepoklesne, ale dokonce se může v ideálním případě zdvojnásobit. Poměr momentů je pak 100:0 (v příkladu 1600Nm + 0Nm) a je zřejmé, že ke změně došlo bez jakékoliv cílevědomé činnosti uzávěrky. Poměr momentů u pevného propojení může proto kolísat v rozsahu 0:100 až 100:0 a jeho okamžitá hodnota je závislá pouze na vnějších podmínkách.

Úplný závěr má sice největší účinek, zároveň však zcela ruší základní funkci diferenciálu. Tím že nedovolí ani nejmenší rozdíl v rychlosti obou kol, je omezeno jeho použití jen na kluzký povrch. Pro trvalou funkci na všech druzích povrchu se proto používá kompromisní řešení ve formě diferenciálů s omezeným prokluzem (LSD, samosvorné). Obsahují obvykle viskózní spojku, třecí spojku nebo šnekové soukolí a umí do značné míry omezit protáčení kol a zároveň dovolí jejich odlišnou rychlost v zatáčkách. [10]

6 Renovace zadní nápravy vozu AmilcarPégase

I v dnešní době se najdou nadšenci do motoristické historie, kterým není lhostejný osud různých zapomenutých značek. Jedním z takových je nejmenovaný zákazník vlastníci torzo modelu Pégase. Renovaci karoserie, interiéru a pohonné jednotky zajistilo několik zahraničních firem. Renovací zadní nápravy byla pak pověřena firma V+M Vlamar car s.r.o. sídlící v Kopřivnici, jejíž hlavní činností je kompletní renovace historických vozidel. Výsledkem této práce je kompletní soubor činností vedoucích k vytvoření zcela nové nápravy.

6.1 Zhodnocení současného stavu:

Součástí zhodnocení současného stavu je především důkladné vyčištění všech dílů nápravy. Tato činnost by měla odhalit všechny možné povrchové vady a deformace, které nebyly vzhledem k nánosu prachu a vysušené zeminy na první pohled vidět. Po prvotním odstranění těchto nežádoucích složek suchou cestou následovalo čištění pomocí kartáčů a rozpouštědel na bázi benzínu.

Po této fázi čištění, bylo zřejmé, že most nápravy, víko mostu, skříň rozvodovky, dvojici hnacích hřídelí a celou klec diferenciálu včetně pastorku není možno při současném stavu použít. Hnací hřídele pokrývá koroze na místech styku s valivými ložisky, koncové části mostu mají ulomené sedla s otvory pro čepy listových per a na samotném mostu nápravy se nachází několik prasklin a otvorů po neodborně provedené předchozí opravě. Rovněž klec diferenciálu s talířovým kolem a víko klece pokrývá koroze, jejíž účinky neodstranilo ani důkladné přebroušení. Uvnitř klece se nacházelo pouze jediné planetové kolo. Skříň rozvodovky má vylomená pouzdra pro šrouby a stržený vnitřní závit pro stavěcí matici. Víko mostu nápravy je promáčklé a původně přivařený kroužek s vnitřním závitem zcela chybí.

Z tohoto výčtu všech vad je patrné, že renovace zadní nápravy bude poměrně rozsáhlá a je tedy nutno sepsat ve spolupráci s majitelem nápravy všechny prováděné opravy a činnosti, díky kterým bude zadní náprava opět ve funkčním stavu.

6.2 Návrh řešení renovace zadní nápravy:

Po předchozí domluvě s majitelem nápravy bylo rozhodnuto o těchto prováděných činnostech:

- Výroba nového mostu nápravy
- Výroba nové klece diferenciálu, včetně víka
- Výroba nové skříňe rozvodovky

Klec diferenciálu s víkem byla vyhotovena z tyče normalizovaného průměru soustružením a frézováním dle vytvořené výkresové dokumentace. Potřebné satelity, planetová kola a talířové kolo byly zakoupeny.

Výroba skříňe rozvodovky s dvojicí objímek byla technologicky náročnější. Vzhledem k tvaru a velikosti bylo rozhodnuto o vytvoření repliky pomocí odlévání. Původní skříň sloužila jako vzor pro vytvoření sádrového modelu, pomocí kterého byl výsledný tvar odlit a následně na všech funkčních plochách patřičně obrobena.



Obr. č. 6.1 Most zadní nápravy- čelní pohled. [Autor]

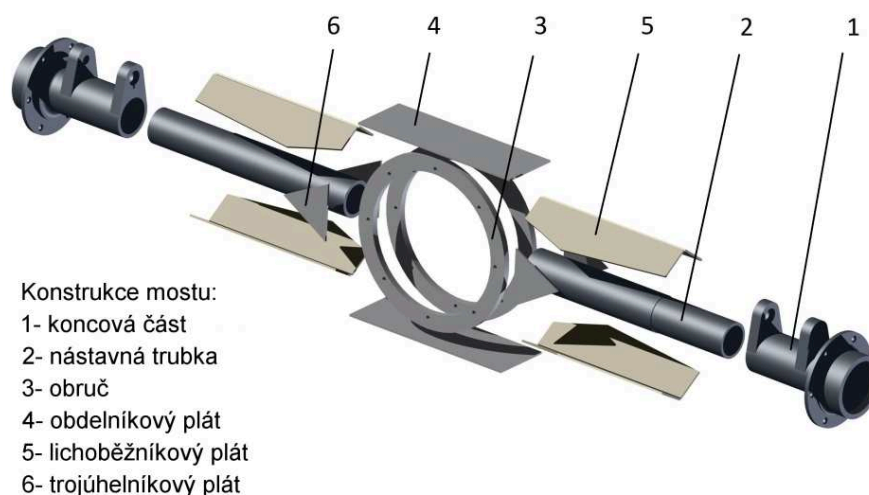
Nový most nápravy mohl být vyroben několika způsoby. Tím prvním je vytvoření dvojice stejných odlitků, které se následně spojí a na výsledný celek se připojí dvojice odlitých koncových částí. Vzhledem k finanční a časové náročnosti byla zvolena druhá varianta, kdy most nápravy byl vytvořen z plechových výřezů, ke kterým se připojila dvojice trubek, koncových částí a obručí.

6.3 Postup řešení renovace mostu nápravy:

Replika mostu zadní nápravy musí splňovat několik základních požadavků. Vedle zachování funkce jde především o co nejvěrnější podobu vzhledem k původnímu mostu. Z důvodu vytvoření mostu nápravy z plechových částí je výsledný tvar určen především zručností pracovníka, který jednotlivé díly uzpůsobí požadovanému tvaru a následně je spojí svářením.

Metoda svařování: Ruční obloukové svařování obalenou elektrodou-111.

Samotný most se skládá z celkem šesti různých součástí, které vytvářejí sestavu čítající dohromady 20 dílů (obr. č. 6.2). Tvarově nejsložitější součástí je koncová část mostu (1) sloužící k uchycení listového pera a náboje kola. Tato koncová část byla vyrobena soustružením ve dvou identických vyhotoveních a posléze přivařena k nastavné trubce (2). Centrální část mostu se skládá z dvojice obručí (3), dvojice obdélníkových plátů (4), čtveřice trojúhelníkových výplní (6) a osmi lichoběžníkových plátů (5).



Obr. č. 6.2 Konstrukce mostu nápravy. [Autor]

6.3.1 Sestavení mostu:

Prvním krokem je spojení dvojice obručí s dvojicí plátů, které byly předem ohnuty na požadovaný poloměr. Poté nastává nejnáročnější část operace- správné ohnutí lichoběžníkových plátů do požadovaného kulového tvaru a jejich spojení s dvojicí plátů (4). Tato činnost se provádí vždy s jednou dvojicí lichoběžníkových plátů svařených po ohnutí k sobě. Vzhledem k tvaru lichoběžníkových plátů vzniká mezi těmito pláty mezera, která se zaplní trojúhelníkovými pláty. Vzniklá centrální část se nakonec spojí s dvojicí nástavných trubek umístěných v požadované vzdálenosti.

6.3.2 Ve zkratce lze popsat návrh nového mostu několika body:

1. Spojení dvojice obručí s dvojicí obdelníkových plátů
2. Ohnutí lichoběžníkových plátů do požadovaného tvaru 8x
3. Spojení dvojic lichoběžníkových plátů 4x
4. Spojení jednotlivých dvojic lichoběžníkových plátů s centrální částí 4x
5. Vyplnění vzniklých mezer trojúhelníkovými pláty 4x
6. Spojení nástavné trubky s koncovou částí mostu 2x
7. Spojení centrální části s nástavnou trubkou 2x

Výsledný most se vyznačuje poměrně nízkou váhou (28 kg), celistvým tvarem a vysokou tuhostí. Správnost navržené konstrukce by měla potvrdit následná pevnostní analýza na základě dynamického výpočtu.

7 3D model zadní nápravy

3D model zadní nápravy historického automobilu Pégase francouzské automobilky Amilcar vznikl v programu Autodesk Inventor 2010 za účelem vytvoření uceleného pohledu na celou řešenou nápravu.

Vedle samotného 3D modelu vznikl také soubor vyrenderovaných snímků celé nápravy, mostu nápravy a diferenciálu, které byly použity jak v této práci, tak při prezentaci. Pro zajímavost byly rovněž vytvořeny videa animující pohyb diferenciálu při jízdě v přímém směru a videa sestavení celé nápravy.

Vytvoření 3D modelu se skládalo se z několika dílčích částí. Tou první bylo především důkladné proměření jednotlivých částí nápravy a vytvoření jejich náčrtů pro pozdější vymodelování. Tato část byla obzvláště důležitá, neboť na mostu nápravy se pracovalo a následně byla předána majiteli. Po této fázi příprav následovalo samotné modelování jednotlivých součástí nápravy v chronologickém pořadí.



Obr. č. 7.1 Náprava- pohled zadní. [Autor]

7.1 Popis jednotlivých částí:

Zadní náprava je složena z několika hlavních částí. Tou první je most nápravy sestávající se ze dvou nastavných trubek, koncových částí a z centrální části, ke které je z jedné strany připevněno víko a z druhé strany skříň rozvodovky s pastorkem a stavěcí maticí. Další částí je pak samotný diferenciál pevně připojený ke skříni rozvodovky obsahující rovněž dvě hnací hřídele uložené letmo na mostu nápravy.

Základem celé nápravy je vedle samotného mostu rovněž skříň rozvodovky, která v tomto případě zaujímá v sestavě pozici 1. Skříň je trychtýřovitého tvaru, kde v užší části je prostor pro umístění pastorku s dvojicí valivých ložisek a stavěcí matice. Polohu této stavěcí matice lze měnit díky bočnímu otvoru. Na druhé straně je pak prostor pro diferenciál

ukotvený v ložiskovém uložení. Jeho horizontální polohu lze korigovat díky stavěcím maticím. Uvnitř klece diferenciálu se nachází dvojice planetových kol s vnitřním rovnobokým drážkováním, do kterého se následně nasadí hnací hřídele a dvojice satelitů umístěných na čepu. K víku klece diferenciálu je připevněno talířové kolo.

7.2 Sestavení modelu:

Prvním krokem pro sestavení celé nápravy je složení jednoduchého diferenciálu. Na dvojici planetových kol se nasadí kluzná ložiska a pak se následně jedno kolo vloží do klece diferenciálu. Druhým krokem je vložení dvojice satelitů do klece. Jejich umístění je dáno čepem. Do víka klece se vloží druhé planetové kolo a obě části klece se přiloží k sobě.



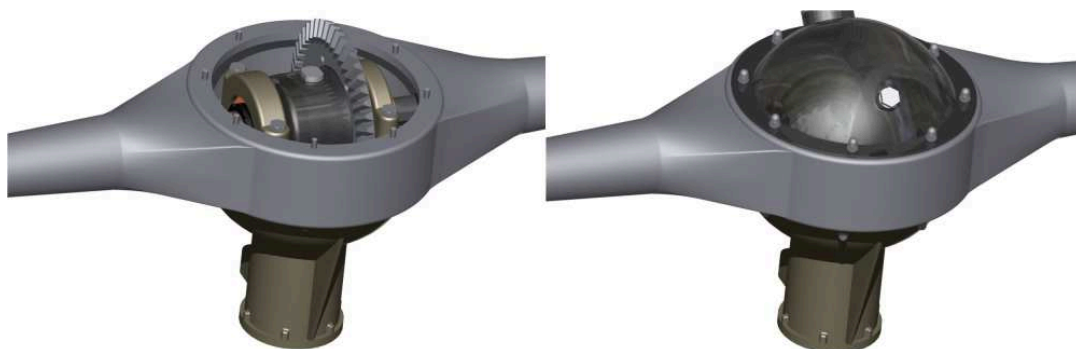
Obr. č. 7.2 Zobrazení 1. a 2. kroku sestavení . [Autor]

Třetím krokem je upevnění talířového kola ke kleci diferenciálu pomocí šroubových spojů. Na takto vzniklou sestavu diferenciálu se v dalším kroku nasadí dvojice valivých ložisek a tři stavěcí matice, díky kterým je možno korigovat uložení diferenciálu ve skříni rozvodovky. V pátém kroku se diferenciál vloží do ložiskového uložení, nasadí se obruče a pomocí čtyř šroubů se zajistí jeho poloha.



Obr. č. 7.3 Krok 3.-5. [Autor]

Šestým krokem je nasazení a upevnění mostu nápravy na skříni rozvodovky. Upevnění je řešeno pomocí osmi matic a podložek. Do otvorů v obruči mostu se nasadí čepy se závitem a na ty se následně našroubují matice. Sedmým krokem je upevnění víka nápravy s víčkem a maznicí na most. Tato činnost je prováděná obdobně jako v předešlém případě pomocí osmi matic a podložek.



Obr. č. 7.4 Zobrazení 6. a 7. kroku sestavení. [Autor]

V devátém kroku sestavení se nasadí valivé ložisko na kuželový pastorek, po ložisku následuje objímka zajišťující jeho správnou polohu a tento vzniklý celek se vloží do skříně rozvodovky. Aby byla zajištěna dostatečná opora ložisek i samotného pastorku, našroubuje se na závit v desátém kroku stavěcí matice. O tu se bude opírat vnější kroužek ložiska. Polohu vnitřního kroužku bude zajišťovat menší stavěcí matice. V posledním kroku se do otvoru skříně rozvodovky našroubuje speciální stavěcí matice s otvory po svém plášti, díky kterým bude možno korigovat horizontální polohu pastorku vzhledem k talířovému kolu.



Obr. č. 7.5 Závěrečná část sestavení. [Autor]

Kompletní seznam částí nápravy včetně všech normalizovaných dílů je uveden v příloze č.3.

8 Dynamický výpočet

8.1 Zatížení:

Při pohybu vozidla po vozovce působí na kola nejen síly statické a síly vyvolané v důsledku propružení kola, ale rovněž síly způsobené samotnou dynamikou pohybu vozidla. Hmotnost vozidla můžeme rozdělit na hmotnost odpruženou a hmotnost neodpruženou. Za hmotnosti neodpružené považujeme hmotnost kol, brzdového mechanismu, hnacího mechanismu (pokud je připojený k nápravě), most nápravy a v neposlední řadě také $\frac{3}{4}$ hmotnosti listových pružin, pokud je náprava odpružena tímto způsobem. Celkově lze určit podíl neodpružených hmot na hmotnosti celého vozu v rozmezí od 12-17%. Ostatní hmotnosti vozidla považujeme za odpružené.

Dle způsobu jízdy lze rozlišovat tyto stavy:

- přímá jízda po rovině: zde působí tíha vozidla, odpor vzduchu, odpor valení a odpor setrvačnosti. Náprava vozidla během jízdy představuje kmitající soustavu. Frekvence kmitání je závislá na tuhosti zavěšení karoserie, tuhosti pneumatiky a na hmotnosti samotné nápravy.
- brzdění: kolo je namáháno brzdou silou, brzdovým momentem a tíhou vozidla.
- rozjezd: kolo je namáháno rozjezdovou silou, rozjezdovým momentem a tíhou vozidla
- průjezd zatáčkou: na kolo působí tíha vozidla a boční síla. Při průjezdu zatáčkou zanedbáváme odpor valení a budeme předpokládat, že vozidlo nebude ani zrychlovat a ani zpomalovat.
- přejezd nerovností: předpokládá se, že při rázu působí na kolo celá hmotnost připadající na nápravu.

8.2 Vliv dynamiky jízdy:

8.2.1 Jízda po nerovném povrchu:

Při jízdě vozidla po nerovném povrchu vozovky mohou nastat dva případy propružení dvojice kol nápravy. Tou první možností je, že kola přejíždějí přes stejně vysokou překážku a obě kola se tak posunou o stejnou hodnotu stejným směrem. Druhým případem je, že překážku na vozovce překonává jen jedno kolo, zatímco to druhé zůstává v původní

poloze, případně náprava překonává dvě nerovnosti s různou výškou. Výsledkem takové situace je posun kola. Posun nastane v příčném směru, pokud kolo rotuje, způsobí vznik úhlu směrové odchylky kola α a tedy i vznik boční síly $F_{Y\alpha}$ a vratného momentu M_Z . Jejich velikost je závislá na velikosti úhlu směrové odchylky a na zatížení kola. Při rovnoměrném propružení vznikají na levém a pravém kole boční síly a vratné momenty stejné velikosti, ale opačné orientace. Jejich vznik se projeví především boční deformací pneumatiky. Při jednostranném nebo nerovnoměrném propružení je součet bočních sil a vratných momentů různý od nuly a důsledkem toho je, že vozidlo vybočuje z původní dráhy. To znamená, že vozidlo špatně drží stopu. [5]

Tab. č.1 Základní parametry vozidla. [8]

Hmotnost přední nápravy	768 kg	Hmotnost neodpružených hmot	110 kg
		Hmotnost odpružených hmot	658 kg
Hmotnost zadní nápravy	512 kg	Hmotnost neodpružených hmot	73 kg
		Hmotnost odpružených hmot	439 kg
Celková hmotnost		1280 kg	
Rozvor náprav		2800 mm	
Rozchod náprav		1300 mm	
Výška pneumatiky		690 mm	
Výška těžiště		958 mm	
Rameno zatěžujících sil		130 mm	
Poloměr zatáčky		200 m	

8.2.2 Přímá jízda:

Základem výpočtu je stanovení velikosti statické zatěžující síly F_Z . Ta se určuje pro obě nápravy vozidla. Zatěžující sílu F_Z působící na kolo určíme vztahem:

$$F_{ZP} = \frac{G_{P1}}{2} + G_{N1} = \frac{658 \cdot 9,81}{2} + 110 \cdot 9,81 = 4208,49 \text{ N} \quad (8.1)$$

$$F_{ZZ} = \frac{G_{P2}}{2} + G_{N2} = \frac{439 \cdot 9,81}{2} + 73 \cdot 9,81 = 2869,42 \text{ N} \quad (8.2)$$

kde:

F_{ZP} - zatěžující síla na přední nápravě [N]

F_{ZZ} - zatěžující síla na zadní nápravě [N]

G_P - tíha odpružené hmotnosti pripadajúcej na riešenou nápravu [N]

G_N - tíha hmotnosti neodpružených hmot pripadajúcich na kolo riešenej nápravy [N]

Tato zatěžující síla se během jízdy mění a dosahuje svého minima a maxima. Pro výpočet je třeba uvažovat s maximální hodnotou. Maximální zatěžující sílu F_{Zmax} určíme vztahem:

$$F_{ZPmax} = k_1 \cdot F_{ZP} = 2,5 \cdot 4208,49 = 10521,23 \text{ N} \quad (8.3)$$

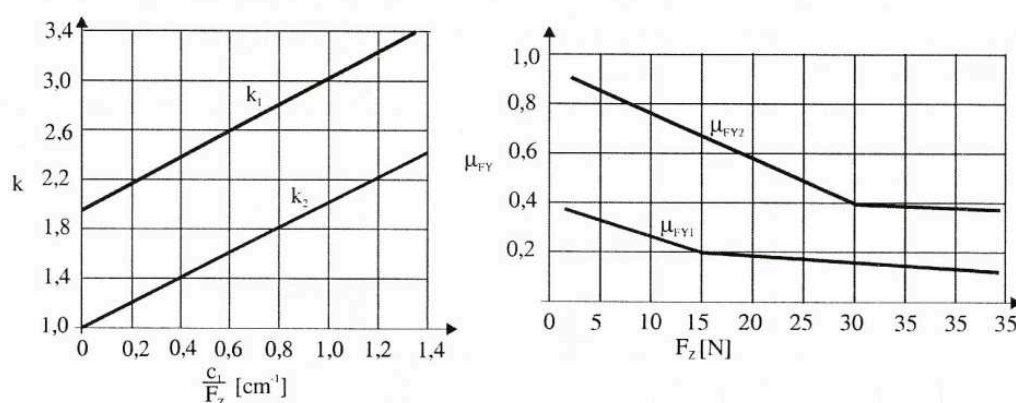
$$F_{ZZmax} = k_1 \cdot F_{ZZ} = 2,5 \cdot 2869,42 = 7173,55 \text{ N} \quad (8.4)$$

kde:

F_{ZPmax} – maximální zatěžující síla na přední nápravě [N]

F_{ZZmax} – maximální zatěžující síla na zadní nápravě [N]

k_1 – dynamický koeficient určený tuhostí pneumatiky a zatěžující silou [-]



Obr. č. 8.1 Dynamický koeficient, koeficient bočních sil při přímé jízdě. [5]

S ohledem na dynamický výpočet nápravy byl koeficient zvolen $k_1=2,5$ a dále je počítáno s maximálními hodnotami zatížení. Tento postup byl volen především s ohledem na konstrukci mostu nápravy a k jeho dostatečnému naddimenzování vzhledem k zatěžujícím silám při všech jízdních režimech. Tento koeficient je dán poměrem tuhosti pneumatiky ku velikosti statické zatěžující síly.

-Hodnota koeficientu bočních sil při přímé jízdě μ_{FY} byla zvolena 0,3 s ohledem na velikost zatěžujících sil.

Při přímé jízdě překonává kolo nerovnosti a dochází k pružení kola, což způsobuje jeho boční posun a vyvolává vznik boční síly F_Y . Její orientace může mít kladný i záporný smysl. Boční sílu F_Y určíme vztahem:

$$F_{YP} = \mu_{FY} \cdot F_{ZPmax} = 0,3 \cdot 10521,23 = 3156,37 \text{ N} \quad (8.5)$$

$$F_{YZ} = \mu_{FY} \cdot F_{ZZmax} = 0,3 \cdot 7173,55 = 2152,1 \text{ N} \quad (8.6)$$

kde:

F_{YP} - boční síla působící na přední nápravu [N]

F_{YZ} - boční síla působící na zadní nápravu [N]

μ_{FY} - koeficient bočních sil při přímé jízdě [-]

8.2.3 Pohyb vozidla ve směrovém oblouku:

Následující výpočet zkoumající pohyb vozidla ve směrovém oblouku nezohledňuje dynamický koeficient k_1 .

Při výpočtu předpokládáme, že vozidlo bude udržovat konstantní rychlost. V těžišti vozidla vzniká odstředivá síla F_O působící rovnoběžně s podložkou. Odstředivou sílu F_O určíme vztahem:

$$F_O = \frac{m \cdot v^2}{R} \quad (8.7)$$

kde:

F_O – odstředivá síla působící rovnoběžně s podložkou [N]

m – hmotnost vozidla [kg]

v – rychlost jízdy [m.s-1]

R – poloměr směrového oblouku [m]

Dalším krokem výpočtu je zjištění zatěžujících sil působících na jednotlivé kola. Výpočet vychází ze základní podmínky zachování rovnováhy. Velikost zatěžující síly působící na vnější kolo určíme dle následující rovnice:

$$F_O \cdot h_t + G \cdot \frac{B}{2} - F_{ZL} \cdot B = 0 \quad (8.8)$$

$$F_{ZL} = \frac{F_O \cdot h_t + G \cdot \frac{B}{2}}{B} = \frac{4304,13 \cdot 0,535 + 512 \cdot 9,81 \cdot 0,65}{1,3} = 4282 \text{ N} \quad (8.9)$$

kde:

F_{ZL} – velikost zatěžující síly působící na vnější kolo [N]

h_t – výška těžiště odpružených hmot [m]

G - tíha hmotnosti připadající na řešenou nápravu [N]

B – rozchod vozidla [m]

Pro výpočet zatěžující síly působící na vnitřní kolo musíme určit rozdíl zatížení kola. Rozdíl zatížení kola určíme dle následujícího vztahu:

$$\Delta F_Z = F_{ZL} - F_Z = 4282 - 2869,4 = 1412,6 \text{ N} \quad (8.10)$$

kde:

ΔF_Z – rozdíl zatížení kol na zadní nápravě [N]

Velikost zatěžující síly působící na vnitřní kolo určíme dle následujícího vztahu:

$$F_{ZP} = F_Z - \Delta F_Z = 2869,4 - 1412,6 = 1456,8 \text{ N} \quad (8.11)$$

kde:

F_{ZP} – velikost zatěžující síly působící na vnitřní kolo [N]

Vnější a vnitřní kolo vozidla nebude zatěžováno stejnou silou a bude přenášet různě velkou boční sílu:

$$F_{BL} = F_{ZL} \cdot \mu_Y = 4282 \cdot 0,6 = 2569 \text{ N} \quad (8.12)$$

$$F_{BP} = F_{ZP} \cdot \mu_Y = 1456,8 \cdot 0,6 = 874,1 \text{ N} \quad (8.13)$$

kde:

F_{BL} – boční síla působící na vnější kolo zadní nápravy [N]

F_{BP} – boční síla působící na vnitřní kolo zadní nápravy [N]

μ_Y – součinitel boční přilnavosti pneumatiky [-]

Tab. č.2 Součinitel přilnavosti. [5]

součinitel přilnavosti pro různé povrchy vozovky					
vozovka		hodnota	vozovka		hodnota
beton	suchý	0,8-1,0	asfalt	suchý	0,6-0,9
	mokrý	0,5-0,8		mokrý	0,3-0,8
dlažba	suchá	0,6-0,8	makadam	suchý	0,6-0,8
	mokrá	0,3-0,5		mokrý	0,3-0,5
polní cesta	suchá	0,4-0,6	tráva	suchá	0,4-0,6
	mokrá	0,3-0,4		mokrá	0,2-0,5
hluboký písek, sníh		0,2-0,4	náledí		0,1-0,3

-hodnotu součinitele přilnavosti μ_Y volím 0,6 s ohledem na využití historického vozidla.

Následující výpočet již zohledňuje dynamický koeficient k_1 . Jeho použití je zdůvodněno potřebou vyššího namáhání vzhledem k návrhu a kontrole nového mostu nápravy.

Boční sílu musí zachytit pneumatiky v místě jejich kontaktu s vozovkou, a tedy její velikost může dosahovat pouze hodnot dle následující rovnice:

$$F_{OP} = F_{ZPmax} \cdot \mu_Y = 10521,23 \cdot 0,6 = 6312,73 \text{ N} \quad (8.14)$$

$$F_{OZ} = F_{ZZmax} \cdot \mu_Y = 7173,55 \cdot 0,6 = 4304,13 \text{ N} \quad (8.15)$$

F_{OP} – boční síla připadající na přední nápravu [N]
 F_{OZ} – boční síla připadající na zadní nápravu [N]

Toto přídatné zatížení se skládá ze dvou částí. První vyvolává moment boční síly odpružených hmot působících v jejich těžišti na rameni h_t . Druhou část vytváří moment odstředivé síly neodpružených hmot, která působí v jejich těžišti na rameni r_d . Rozdíl zatížení kola v důsledku působení odstředivé síly odpružených hmot:

$$\Delta F_{Z1Z} = \frac{G_{02}}{B} \cdot \mu_Y \cdot h_t = \frac{439 \cdot 9,81}{1,3} \cdot 0,6 \cdot 0,535 = 1063,4 \text{ N} \quad (8.17)$$

ΔF_{Z1P} – rozdíl zatížení kola na přední nápravě v důsledku působení odst.síly odpružených hmot [N]
 ΔF_{Z1Z} – rozdíl zatížení kola na zadní nápravě v důsledku působení odst.síly odpružených hmot [N]
 G_0 – tíha odpružených hmot vozidla připadající na řešenou nápravu [N]

Rozdíl zatížení kola v důsledku působení odstředivé síly neodpružených hmot:

$$\Delta F_{Z2P} = \frac{G_{N1}}{B} \cdot \mu_Y \cdot r_d = \frac{110 \cdot 9,81}{1,3} \cdot 0,6 \cdot 0,345 = 171,83 \text{ N} \quad (8.18)$$

$$\Delta F_{Z2Z} = \frac{G_{N2}}{B} \cdot \mu_Y \cdot r_d = \frac{73 \cdot 9,81}{1,3} \cdot 0,6 \cdot 0,345 = 114,03 \text{ N} \quad (8.19)$$

kde:

ΔF_{Z2P} – rozdíl zatížení kola v důsledku působení odst. síly neodpružených hmot na přední nápravě [N]

ΔF_{Z2Z} – rozdíl zatížení kola v důsledku působení odst. síly neodpružených hmot na zadní nápravě [N]

G_N – tíha neodpružených hmot vozidla na řešené nápravě [N]

r_d – poloměr kola [m]

Celkovou změnu zatížení náprav ΔF_Z můžeme určit jako součet změn vyvolaných odpružených a neodpružených hmot:

$$\Delta F_{ZP} = \Delta F_{Z1P} + \Delta F_{Z2P} = 1593,88 + 171,83 = 1765,71 \text{ N} \quad (8.20)$$

$$\Delta F_{ZZ} = \Delta F_{Z1Z} + \Delta F_{Z2Z} = 1063,4 + 114,03 = 1177,43 \text{ N} \quad (8.21)$$

kde:

ΔF_{ZP} – celková změna zatížení přední nápravy [N]

ΔF_{ZZ} – celková změna zatížení zadní nápravy [N]

Celkovou velikost zatěžující síly působící na jednotlivá kola zadní nápravy zjistíme ze vztahu:

$$F_{ZL} = F_{ZZmax} + \Delta F_{ZZ} = 7173,55 + 1177,43 = 8351 \text{ N} \quad (8.22)$$

$$F_{ZP} = F_{ZZmax} - \Delta F_{ZZ} = 7173,55 - 1177,43 = 5996,1 \text{ N} \quad (8.23)$$

kde:

F_{ZL} – celková velikost zatěžující síly působící na vnější kolo [N]

F_{ZP} – celková velikost zatěžující síly působící na vnitřní kolo [N]

Vnější a vnitřní kolo vozidla nebude zatěžováno stejnou silou a bude přenášet různě velkou boční sílu:

$$F'_{YP} = (F_{ZPmax} + \Delta F_{ZP}) \cdot \mu_Y = (10521,23 + 1765,71) \cdot 0,6 = 7372,16 \text{ N} \quad (8.24)$$

$$F''_{YP} = (F_{ZPmax} - \Delta F_{ZP}) \cdot \mu_Y = (10521,23 - 1765,71) \cdot 0,6 = 5253,31 \text{ N} \quad (8.25)$$

kde:

F_{YP} – boční síla působící na vnější kolo přední nápravy [N]

F''_{YP} – boční síla působící na vnitřní kolo přední nápravy [N]

Boční síla působící na kola zadní nápravy:

$$F'_{YZ} = (F_{ZZmax} + \Delta F_{ZZ}) \cdot \mu_Y = (7173,55 + 1177,43) \cdot 0,6 = 5010,6 \text{ N} \quad (8.26)$$

$$F''_{YZ} = (F_{ZZmax} - \Delta F_{ZZ}) \cdot \mu_Y = (7173,55 - 1177,43) \cdot 0,6 = 3597,67 \text{ N} \quad (8.27)$$

kde:

F_{YZ} – boční síla působící na vnější kolo zadní nápravy [N]

F''_{YZ} – boční síla působící na vnitřní kolo zadní nápravy [N]

Při jízdě zatáčkou je v místě podepření most nápravy namáhán momenty boční a zatěžující síly. Ty působí v místě dotyku pneumatiky s vozovkou. Pro vnější kolo jsou momenty těchto sil opačně orientované, pro vnitřní kolo mají souhlasnou orientaci.

Moment boční zatěžující síly působící na kola přední nápravy:

$$\begin{aligned} M'_P &= F'_{YP} \cdot r_d - (F_{ZPmax} + \Delta F_{ZP}) \cdot a = \\ &= 9309,89 \cdot 0,345 - (10521,23 + 4995,25) \cdot 0,13 = 1194,77 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (8.28)$$

$$\begin{aligned} M''_P &= F''_{YP} \cdot r_d + (F_{ZPmax} - \Delta F_{ZP}) \cdot a = \\ &= 3315,59 \cdot 0,345 + (10521,23 - 4995,25) \cdot 0,13 = 1862,25 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (8.29)$$

kde:

M'_P – moment boční zatěžující síly působící na vnější kolo přední nápravy [Nm]

M''_P – moment boční zatěžující síly působící na vnitřní kolo přední nápravy [Nm]

a – rameno působení zatěžujících sil F_Z [m]

Moment boční zatěžující síly působící na kola zadní nápravy:

$$\begin{aligned} M'_Z &= F'_{YZ} \cdot r_d - (F_{ZZmax} + \Delta F_{ZZ}) \cdot a = \\ &= 5010,6 \cdot 0,345 - (7173,55 + 1177,43) \cdot 0,13 = 643,03 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (8.30)$$

$$\begin{aligned} M''_Z &= F''_{YZ} \cdot r_d + (F_{ZZmax} - \Delta F_{ZZ}) \cdot a = \\ &= 3597,67 \cdot 0,345 + (7173,55 - 1177,43) \cdot 0,13 = 2020,7 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (8.31)$$

kde:

M'_Z – moment boční zatěžující síly působící na vnější kolo zadní nápravy [Nm]

M''_Z – moment boční zatěžující síly působící na vnitřní kolo zadní nápravy [Nm]

8.2.4 Zjištění koeficientu bezpečnosti:

Předcházející výpočet zjišťoval velikost zatěžujících a bočních sil působících na zadní nápravu ve dvou případech. První případ vycházel z určení velikosti zatěžující síly při statickém zatížení. Druhý pak zohledňoval dynamiku vozidla pomocí koeficientu k_1 . Z poměru velikostí bočních sil můžeme určit navýšení bezpečnosti. Koeficient bezpečnosti můžeme určit dle následujícího vztahu:

$$k_2 = \frac{F'_{YZ}}{F_{BL}} = \frac{5010,6}{2569} = 1,95 \quad (8.32)$$

kde:

k_2 – koeficient bezpečnosti [-]

F_{YZ} – boční síla působící na vnější kolo zadní nápravy [N]

F_{BL} – boční síla působící na vnější kolo zadní nápravy [N]

8.2.5 Přímá jízda- brzdění:

Při tomto manévru dochází k přidavnému zatížení přední nápravy o hodnotu ΔF_Z . O stejnou hodnotu se pak zadní náprava odlehčí. Zatížení náprav při brzdění určíme vztahem:

$$F_{ZBP} = F_{ZPmax} + \Delta F_{ZP} = F_{ZPmax} \cdot k_1 = 10521,23 \cdot 1,4 = 14729,72 \text{ N} \quad (8.33)$$

$$F_{ZBZ} = F_{ZZmax} + \Delta F_{ZZ} = F_{ZZmax} \cdot k_1 = 7173,55 \cdot 0,6 = 4304,13 \text{ N} \quad (8.34)$$

kde:

F_{ZBP} – zatížení přední nápravy při brzdění [N]

F_{ZBZ} – zatížení zadní nápravy při brzdění [N]

k_1 – koeficient změny zatížení nápravy při brzdění [-]

Tab. č. 3 Koeficient změny zatížení nápravy při brzdění. [5]

koeficient změny zatížení nápravy při brzdění		
	osobní automobil	nákladní automobil
přední náprava	1,4-1,5	1,4-1,8
zadní náprava	0,5-0,8	0,4-0,6

-koeficient změny zatížení nápravy při brzdění k_1 volím 1,4 u přední nápravy a 0,6 u zadní.

Most nápravy je v místě jeho podepření namáhán ohybovým momentem od zatěžující síly F_{ZBP} nebo F_{ZBZ} . Velikost ohybového momentu působícího na obě nápravy při brzdění určíme vztahem:

$$M_{OZP} = F_{ZBP} \cdot a = 14729,72 \cdot 0,13 = 1914,86 \text{ Nm} \quad (8.35)$$

$$M_{OZZ} = F_{ZBZ} \cdot a = 4304,13 \cdot 0,13 = 559,53 \text{ Nm} \quad (8.36)$$

kde:

M_{OZP} – velikost ohybového momentu působícího na přední nápravu při brzdění [Nm]

M_{OZZ} – velikost ohybového momentu působícího na zadní nápravu při brzdění [Nm]

Pomocí součinitele podélné přilnavosti μ_x můžeme stanovit velikost možných brzdných sil působících v místě dotyku kola s vozovkou:

$$F_{BP} = F_{ZBP} \cdot \mu_x = 14729,72 \cdot 0,6 = 8837,83 \text{ N} \quad (8.37)$$

$$F_{BZ} = F_{ZBZ} \cdot \mu_x = 4304,13 \cdot 0,6 = 2582,47 \text{ N} \quad (8.38)$$

kde:

F_{BP} – brzdná síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na přední nápravě [N]

F_{BZ} – brzdná síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na zadní nápravě [N]

Brzdná síla namáhá most nápravy ohybovým momentem. Velikost tohoto momentu určíme vztahem:

$$M_{OBP} = F_{BP} \cdot a = 8837,83 \cdot 0,13 = 1148,91 \text{ Nm} \quad (8.39)$$

$$M_{OBZ} = F_{BZ} \cdot a = 2582,47 \cdot 0,13 = 335,72 \text{ Nm} \quad (8.40)$$

kde:

M_{OBP} – ohybový moment působící na přední nápravu při brzdění [Nm]

M_{OBZ} – ohybový moment působící na zadní nápravu při brzdění [Nm]

Momenty M_{OBP} a M_{OBZ} působí v rovinách, které jsou na sebe kolmé. Brzdná síla se současně s ohybovým momentem M_{OB} snaží most nápravy kroutit momentem. Velikost kroutícího momentu působícího na obě nápravy určíme vztahem:

$$M_{KBP} = F_{BP} \cdot r_d = 8837,83 \cdot 0,345 = 3049,05 \text{ Nm} \quad (8.41)$$

$$M_{KBZ} = F_{BZ} \cdot r_d = 2582,47 \cdot 0,345 = 890,85 \text{ Nm} \quad (8.42)$$

kde:

M_{KBP} – kroutící moment působící na přední nápravu při brzdění [Nm]

M_{KBZ} – kroutící moment působící na zadní nápravu při brzdění [Nm]

8.2.6 Příma jízda- rozjezd:

Při přímé jízdě počítáme vedle brzdění rovněž s rozjížděním vozidla. Při tomto jízdním režimu dochází k přidavnému zatížení zadní nápravy o hodnotu ΔF_Z . O stejnou hodnotu se přední náprava odlehčí. Velikost zatěžující síly při rozjezdu určíme vztahem:

$$F_{ZRP} = F_{ZPmax} + \Delta F_{ZP} = F_{ZPmax} \cdot k_1 = 10521,23 \cdot 0,6 = 6312,73 \text{ N} \quad (8.43)$$

$$F_{ZRZ} = F_{ZZmax} + \Delta F_{ZZ} = F_{ZZmax} \cdot k_1 = 7173,55 \cdot 1,2 = 8608,26 \text{ N} \quad (8.44)$$

kde:

F_{ZRP} – zatížení přední nápravy při rozjezdu [N]

F_{ZRZ} – zatížení zadní nápravy při rozjezdu [N]

k_1 – koeficient změny zatížení nápravy při rozjezdu [-]

Tab. č.4 Koeficient změny zatížení nápravy při rozjezdu. [5]

koeficient změny zatížení nápravy při rozjezdu		
	osobní automobil	nákladní automobil
přední náprava	0,6-0,8	0,8-0,9
zadní náprava	1,2-1,4	1,1-1,2

-koeficient změny zatížení nápravy při rozjezdu k_1 volím 0,6 u přední nápravy a 1,2 u zadní.

Most nápravy je v místě jeho podepření namáhán ohybovým momentem od zatěžující síly F_{ZRP} nebo F_{ZRZ} . Velikost ohybového momentu působícího na obě nápravy při rozjezdu určíme vztahem:

$$M_{OZP} = F_{ZRP} \cdot a = 6312,73 \cdot 0,13 = 820,65 \text{ Nm} \quad (8.45)$$

$$M_{OZZ} = F_{ZRZ} \cdot a = 8608,26 \cdot 0,13 = 1119,07 \text{ Nm} \quad (8.46)$$

kde:

M_{OZP} – velikost ohybového momentu působícího na přední nápravu při rozjezdu [Nm]

M_{OZZ} – velikost ohybového momentu působícího na zadní nápravu při rozjezdu [Nm]

Pomocí součinitele podélné přilnavosti μ_x můžeme stanovit velikost možných rozjezdových sil působících v místě dotyku kola s vozovkou:

$$F_{RP} = F_{ZRP} \cdot \mu_x = 6312,73 \cdot 0,6 = 3787,64 \text{ N} \quad (8.47)$$

$$F_{RZ} = F_{ZRZ} \cdot \mu_x = 8608,26 \cdot 0,6 = 5164,96 \text{ N} \quad (8.48)$$

kde:

F_{RP} – rozjezdová síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na přední nápravě [N]

F_{RZ} – rozjezdová síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na zadní nápravě [N]

Rozjezdová síla namáhá most nápravy ohybovým momentem. Velikost tohoto momentu určíme vztahem:

$$M_{ORP} = F_{RP} \cdot a = 3787,64 \cdot 0,13 = 492,39 \text{ Nm} \quad (8.49)$$

$$M_{ORZ} = F_{RZ} \cdot a = 5164,96 \cdot 0,13 = 671,44 \text{ Nm} \quad (8.50)$$

kde:

M_{ORP} – ohybový moment působící na přední nápravu při rozjezdu [Nm]

M_{ORZ} – ohybový moment působící na zadní nápravu při rozjezdu [Nm]

Momenty M_{OR} a M_{OZ} působí v rovinách, které jsou na sebe kolmé. Rozjezdová síla se současně s ohybovým momentem M_{OR} snaží hřídel nápravy kroutit momentem. Velikost kroutícího momentu působícího na obě nápravy určíme vztahem:

$$M_{KRP} = F_{RP} \cdot r_d = 3787,64 \cdot 0,345 = 1306,73 \text{ Nm} \quad (8.51)$$

$$M_{KRZ} = F_{RZ} \cdot r_d = 5164,96 \cdot 0,345 = 1781,91 \text{ Nm} \quad (8.52)$$

kde:

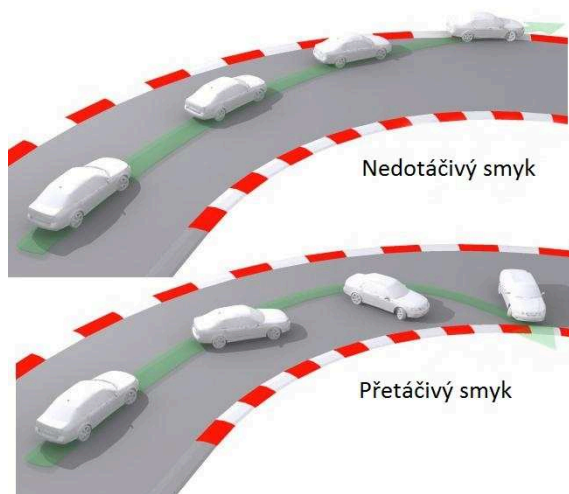
M_{KRP} – kroutící moment působící na přední nápravu při rozjezdu [Nm]

M_{KRZ} – kroutící moment působící na zadní nápravu při rozjezdu [Nm]

8.3 Průjezd vozidla směrovým obloukem (smyk/převrácení):

Při jízdě vozidla po komunikaci může nastat případ, kdy vozidlo lze jen stěží udržet ve stanovené jízdní dráze. Příčinou může být porušení rovnováhy vnějších sil a jejich momentů působících na vozidlo s reakcemi a jejich momenty na styku vozidla s vozovkou. Stabilitu vozidla zajišťuje především tření mezi pneumatikami a povrchem vozovky. Toto tření je závislé jak na materiálových vlastnostech pneumatiky, její velikosti, tak na povrchu vozovky, po které se vozidlo pohybuje. Při průjezdu vozidla směrovým obloukem mohou nastat následující případy poruchy stability:

- Vozidlo se smýká vně zatáčky
- Vozidlo se převrhne kolem vnějšího kola
- Vozidlo se smýká dovnitř zatáčky



Obr. č. 8.3 Příklady smyků. [11]

8.3.1 Nedotáčivý smyk:

Při nedotáčivém smyku má vozidlo tendenci jet stále rovně po tečně ze zatáčky ven. Natočení volantu vyvolává ještě větší nedotáčivost, brzdění u vozidel bez ABS pak způsobuje zablokování kol. Při takovéto situaci se doporučuje sešlápnout spojkový pedál, ubrat plyn a jen mírně korigovat směr. Nedotáčivý smyk je charakteristický především pro vozidla s přední hnací nápravou.

8.3.2 Přetáčivý smyk:

Při přetáčivém smyku má zadní náprava tendenci vozidlo předběhnout. Tato situace se nejčastěji řeší ubráním plynu, sešlápnutím spojky a natočením volantu do opačného směru než kam směřuje středový oblouk. Přetáčivý smyk hrozí zejména vozidlům se zadní hnací nápravou. [11]

8.3.3 Minimální poloměr středového oblouku:

Minimální poloměr středového oblouku R_0 [m] lze určit i experimentálně. Velikost tohoto poměru se teoreticky určí vztahy:

Pro $v_n(s) \leq 80 \text{ km.h}^{-1}$

$$R_0 = 0,3 \cdot \frac{v^2}{p} \quad (8.53)$$

Pro $v_n(s) \geq 80 \text{ km.h}^{-1}$

$$R_0 = 0,36 \cdot \frac{v^2}{p} \quad (8.54)$$

kde:

$v_n(s)$ – navrhovaná rychlost [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]

R_0 – minimální poloměr směrového oblouku [m]

v – kritická rychlost vozidla [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]

p – dostředný sklon vozovky ve směrovém oblouku [%]

K převrácení vozidla kolem vnějšího kola může dojít při vysoko položeném těžišti vozidla a při vysoké rychlosti. Náhlé převrácení vozidla je ovšem prakticky vyloučeno, neboť dříve vozidlo přejde do smyku.

Úkolem této práce je analyzovat dva jevy při průjezdu zatáčkou- smyk a převrácení.

8.3.4 Vyhodnocení rizika:

Následující výpočet popisuje návrh maximální rychlosti vozidla AmilcarPégase o hmotnosti 1280 kg při průjezdu směrovým obloukem o poloměru $R=100\text{m}$. Výsledkem bude maximální rychlost, kterou bude moci vozidlo bezpečně projet směrovým obloukem, aniž by hrozil smyk či převrácení.

8.3.5 Základní podmínka pro riziko smyku:

Výsledná odstředivá síla musí být menší nebo rovna odstředivé síle působící na zadní nápravu. Zároveň lze říct, že pokud vozidlo pojede takovou rychlostí, že adheze v příčném směru bude zcela využita, bude platit rovnováha odstředivé a adhezní síly.

$$F_O \gg m \cdot g \cdot \mu_y = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (8.55)$$

$$F_O \leq F_{OZ} = F_O \leq 4303,13 \quad (8.56)$$

$$F_O \leq F_Y \quad (8.57)$$

$$F_O \leq \mu \cdot G \quad (8.58)$$

kde:

F_O – odstředivá síla [N]

F_{OZ} – boční síla připadající na nápravu [N]

G – tíha vozidla připadající na nápravu [N]

Příklad výpočtu pro vozidlo pohybující se rychlostí $60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ($16,66 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$)

$$F_O = \frac{m \cdot v^2}{R} = \frac{1280 \cdot 16,66^2}{100} = 3555,5 \text{ N} \quad (8.59)$$

$$F_O < F_{OZ} \quad (8.60)$$

Riziko smyku ve směrovém oblouku při jízdě vozidla rychlostí $60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ nehrozí.

8.3.6 Základní podmínka pro riziko převrácení:

Výsledná odstředivá síla vynásobená výškovou polohou těžiště musí být menší nebo rovna tíze vozidla na poloviční délce rozchodu nápravy.

$$F_o \cdot h_t \leq G \cdot \frac{B}{2} \quad (8.61)$$

Výpočet maximální boční síly F_o :

$$F_o \leq \frac{G \cdot \frac{B}{2}}{h_t} \gg F_o \leq \frac{1280 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,3}{2}}{0,535} \gg F_o \leq 15255,92 \text{ N} \quad (8.62)$$

$$F_{Oz} < \frac{G \cdot \frac{B}{2}}{h_t} \quad (8.63)$$

$$4303,13 \text{ N} < 15255,92 \text{ N} \quad (8.64)$$

kde:

h_t – výšková poloha těžiště [m]

B – rozchod řešené nápravy [m]

Z předchozího vztahu je zřejmé, že situace, kdy vozidlo dostane smyk, nastane dříve než převrácení vozidla.

Tab. č. 5 Shrnutí výpočtu rizika smyku. [Autor]

Rychlost [km.h ⁻¹]	F_o [N]	Rychlost [km.h ⁻¹]	F_o [N]
60	3555,5		
65	4172,8		
70	4839,5	66	4302,2
		67	4433,6
		68	4566,9
		69	4702,2
		70	4839,5

Z tabulky je jasně patrné, že kritická rychlost vozidla při průjezdu směrovým obloukem činí 66 kilometrů v hodině. Po překročení této rychlosti přechází zadní náprava do smyku.

8.4 Těžiště vozidla:

Na každý bod tělesa působí v tíhovém poli jeho tíhová síla. Výslednice všech sil mají působiště v jednom bodě, který nazýváme těžiště tělesa. Je-li zaveden pojem těžiště tělesa, tak lze celé těleso nahradit pouze jedním bodem. Pohyb celého tělesa dále řešíme tak, že vyšetřujeme pouze pohyb samotného těžiště. [7]

8.4.1 Podélné těžiště vozidla:

Pro zjištění délkové polohy těžiště se určí hmotnost vozidla připadající na přední a zadní nápravu vážením. Výsledná hmotnost na přední nápravě je součet hmotností pod předním pravým a levým kolem vozidla ($m_p = m_{pp} + m_{pl}$). Obdobným způsobem zjistíme hmotnost vozidla připadající na zadní nápravu m_z ($m_z = m_{zp} + m_{zl}$). Výsledkem tohoto výpočtu je celková hmotnost vozidla.

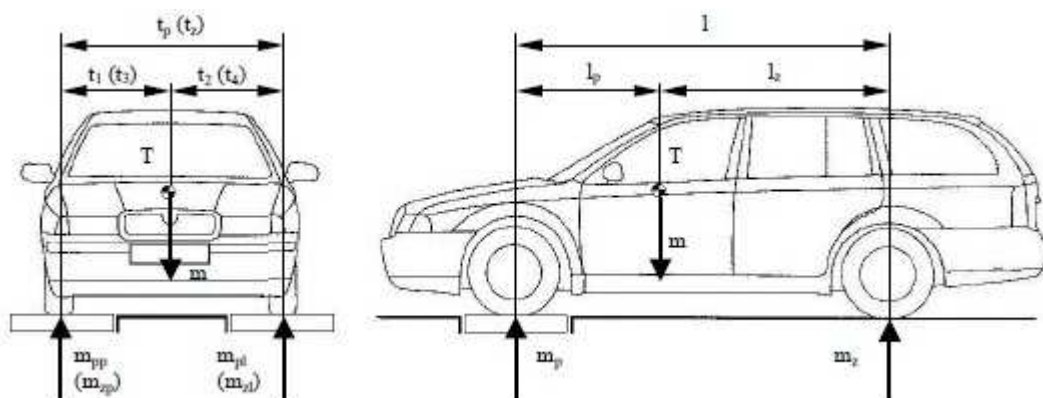
8.4.2 Výšková poloha těžiště:

Výškovou polohu těžiště lze určit třemi způsoby:

- metodou vážení v šikmé poloze
- metoda překlopení
- metoda zavěšení

8.5 Výpočet těžiště vozidla:

Následující výpočet pracuje s metodou vážení vozidla v šikmé poloze, kdy zadní část vozidla je zvednuta o úhel $\alpha=20^\circ$. Pro zjištění podélné polohy těžiště je třeba určit hmotnost vozidla připadající na nápravy. Z nemožnosti fyzického zvážení celého vozu došlo ke zjednodušení výpočtu a navržení hmotností mezi přední a zadní nápravou v poměru 3:2. Tento poměr byl volen s ohledem na umístění pohonné jednotky, převodovky a s ohledem na poháněnou nápravu.



Obr. č. 8.4 Příčná a podélná poloha těžiště. [7]

Zjištění vodorovné vzdálenosti těžiště vozidla od přední nápravy:

$$l_p = \frac{m_z}{m} \cdot l = \frac{m_z}{m_p + m_z} \cdot l = \frac{1}{1 + \frac{m_p}{m_z}} = \frac{1}{1 + \frac{768}{512}} = 1,12 \text{ m} \quad (8.65)$$

kde:

l_p – vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od přední nápravy [m]

l – rozvor náprav [m]

m_z – hmotnost vozidla připadající na zadní nápravu [kg]

m – celková hmotnost vozidla [kg]

m_p – hmotnost vozidla připadající na přední nápravu [kg]

Zjištění vodorovné vzdálenosti těžiště vozidla od zadní nápravy:

$$l_z = \frac{m_p}{m} \cdot l = \frac{m_p}{m_p + m_z} \cdot l = \frac{\frac{m_p}{m_z}}{1 + \frac{m_p}{m_z}} = \frac{\frac{768}{512}}{1 + \frac{768}{512}} = 1,68 \text{ m} \quad (8.66)$$

kde:

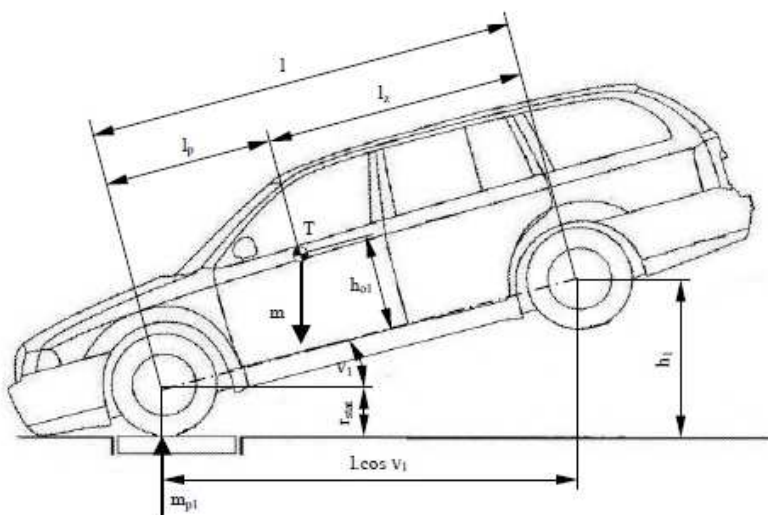
l_z – vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od zadní nápravy [m]

Kontrola vypočtených hodnot:

$$l = l_p + l_z = 1,12 + 1,68 = 2,8 \text{ m} \quad (8.67)$$

Celková hmotnost vozidla:

$$m = m_p + m_z = 768 + 512 = 1280 \text{ kg} \quad (8.68)$$



Obr. č. 8.5 Výšková poloha těžiště. [7]

8.5.1 Výpočet výškové polohy těžiště vozidla:

Výšková poloha těžiště vozidla se zjišťuje tak, že kola přední nápravy spočívají na váze a zadní část vozidla je zvednuta do určité výšky h , čímž se vozidlo nakloní o určitý úhel α . Statická rovnice rovnováhy momentů vzhledem k ose zadních kol:

$$m_{pl} \cdot l \cdot \cos \alpha - m \cdot (h_o \cdot \sin \alpha + l_z \cdot \cos \alpha) = 0 \quad (8.69)$$

kde:

m_{pl} – okamžitá hmotnost připadající na přední nápravu [kg]

α – úhel náklonu vozidla [°]

Z této rovnice můžeme odvodit vztah pro výpočet okamžité hmotnosti připadající na přední nápravu:

$$m_{pl} = \frac{m \cdot h_o}{l} \cdot \tan \alpha - m \cdot \frac{l_p}{l} = \frac{m \cdot h_o}{l} \cdot \tan \alpha - m_p \quad (8.70)$$

Okamžitá hmotnost připadající na přední nápravu při zvednutí vozidla je větší o hodnotu Δm_p

$$m_{pl} = m_p + \Delta m_p \gg \Delta m_p = m_{pl} - m_p = 800 - 768 = 32 \text{ kg} \quad (8.71)$$

kde:

Δm_{pl} – přírůstek hmotnosti na přední nápravě [kg]

Experimentem bylo zjištěno, že při nadzvednutí zadní nápravy o 20° vzroste hmotnost připadající na přední nápravu o 32 kg.

Určení kolmé vzdálenosti h_o od spojnice středů předních a zadních kol:

$$h_o = \frac{\Delta m_{pl}}{m} \cdot \frac{l}{\tan \alpha} = \frac{32}{1280} \cdot \frac{2,8}{\tan 20} = 0,19 \text{ m} \quad (8.72)$$

kde:

h_o – kolmá vzdálenost těžiště od spojnic středů přední a zadní nápravy [m]

Určení výšky těžiště od opěrné roviny:

$$h = h_o + r_d = 0,19 + 0,345 = 0,535 \text{ m} \quad (8.73)$$

kde:

h – výška těžiště od opěrné roviny [m]

r_d – poloměr kola [m]

9 Metoda konečných prvků

9.1 Úvod do MKP:

Metoda konečných prvků je numerická metoda, kterou lze docílit přibližného řešení celé řady úloh. Slouží k simulaci průběhů, napětí, deformací, proudění tepla a tekutin na předem vytvořeném modelu, kterému jsme zadali vlastnosti daného materiálu.

Metodou konečných prvků lze řešit jak jednorozměrné, tak i vícerozměrné modely. Model se diskretizuje na určitý počet prvků daných rozměrů, tyto prvky na sebe navzájem působí ve společných uzlech, ale i na společných hranicích prvků, případně plochách, proto skutečný počet stykových bodů není u vícerozměrných elementů konečný.

Metoda konečných prvků je používána především ke kontrole již navržených součástí či sestav nebo pro stanovení kritického místa konstrukce v oblasti strojního inženýrství. Cílem této metody je simulace zatížení nápravy při pohybu vozidla směrovým obloukem. [4]

Tab. č.6 Materiál mostu nápravy. [3]

Materiál	11 550
Mez kluzu [MPa]	300
Mez pevnosti [MPa]	600
Dovolené napětí v tahu: statické [MPa]	140
Dovolené napětí v tahu: míjivé [MPa]	90

Dovolené napětí v ohybu a dovolené napětí v krutu pro daný materiál bylo vypočteno dle následujícího vzorce:

$$\sigma_{dt} = 0,6 \cdot R_m \cdot \frac{1}{K} = 0,6 \cdot 550 \cdot \frac{1}{2} = 165 \text{ MPa} \quad (9.1)$$

$$\tau_{dt} = 0,66 \cdot \sigma_{dt} = 0,66 \cdot 165 = 108,9 \text{ MPa} \quad (9.2)$$

kde:

σ_{dt} – dovolené napětí v ohybu [MPa]

τ_{dt} - dovolené napětí v krutu [MPa]

K – volba míry bezpečnosti [-]

9.2 Ukotvení a zatížení součásti:

Tuhá hnací náprava je namáhaná zatěžujícími silami obdobně jako tuhá řídicí náprava na ohyb ve svislé i vodorovné rovině a na krut. Z tohoto důvodu budeme zkoumat vznikající napětí při ohybu a krutu a následně je budeme porovnávat s dovolenými hodnotami. Ukotvení nápravy se nachází na čtyřech místech. Jedná se o otvory pro čepy per ve dvou sedlech. Tyto otvory jsou zároveň namáhány hmotností vozidla. Na zadní nápravu působí hmotnost 512 kg. Proti této hmotnosti působí jak momenty boční síly, tak boční síly samotné a rovněž zatěžující síly. Tyto síly působí na most nápravy v koncové části, kde jsou umístěná ložiska.

Síly působící na most nápravy:



Obr. č. 9.1 Síly působící na most nápravy. [Autor]

$$F_{ZL}: 8351 \text{ N}, F_{ZP}: 5996,1 \text{ N}, F_{Y'Z}: 5010,6 \text{ N}, F_{Y''Z}: 3597,67 \text{ N}$$

kde:

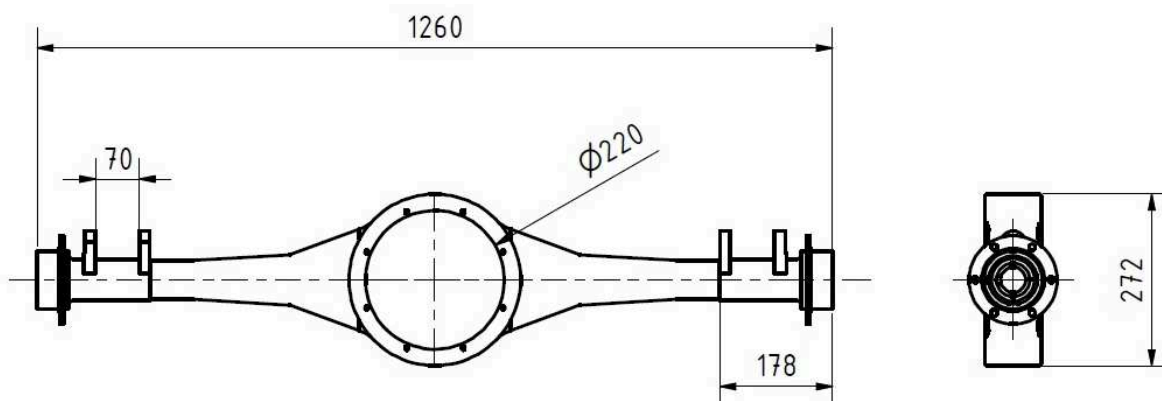
F_{ZL} – celková velikost zatěžující síly působící na vnější kolo [N]

F_{ZP} – celková velikost zatěžující síly působící na vnitřní kolo [N]

F_{YZ} – boční síla působící na vnější kolo zadní nápravy [N]

$F_{Y''Z}$ – boční síla působící na vnitřní kolo zadní nápravy [N]

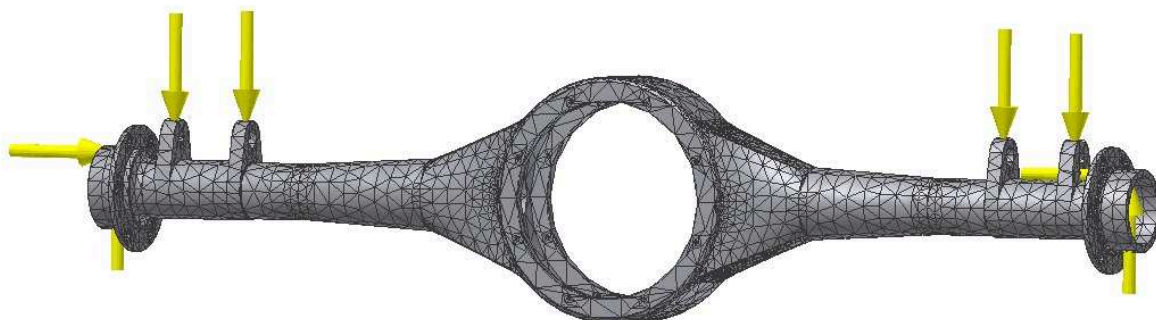
Most nápravy:



Obr. č. 9.2 Základní rozměry mostu. [Autor]

9.3 Vytvoření síťového modelu:

Model obsahuje celkem 17567 prvků a 34400 uzlů.



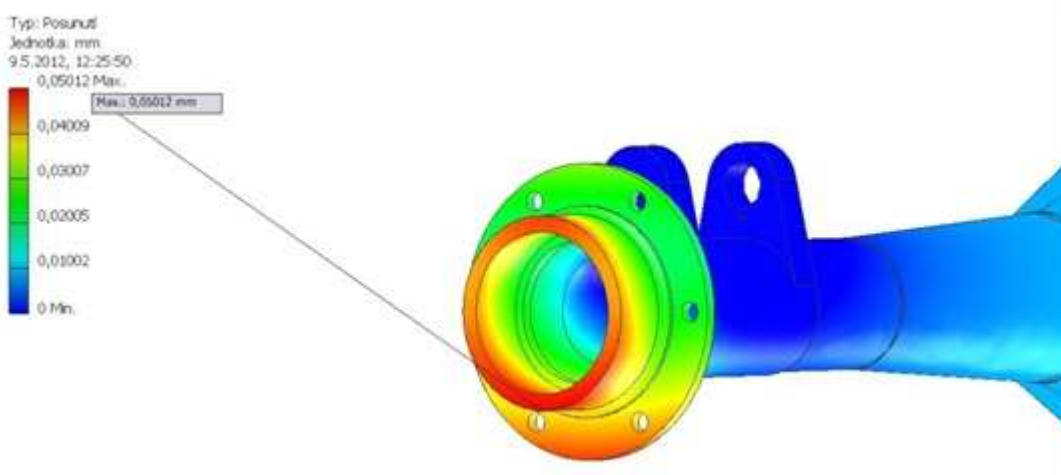
Obr. č. 9.3 Síťový model. [Autor]

9.4 Deformační analýza:

Z názorných snímků je jasně patrné, že nejvíce deformovanou částí mostu nápravy je levá koncová část mostu v místech, kde se nachází ložiska. Největší deformace je v tomto místě 0,05012 mm. Dalším místem, kde jde vidět deformaci, je horní část skříně rozvodovky. Deformace v tomto místě dosahuje hodnot okolo 0,005 mm.



Obr. č. 9.4 Deformace mostu. [Autor]



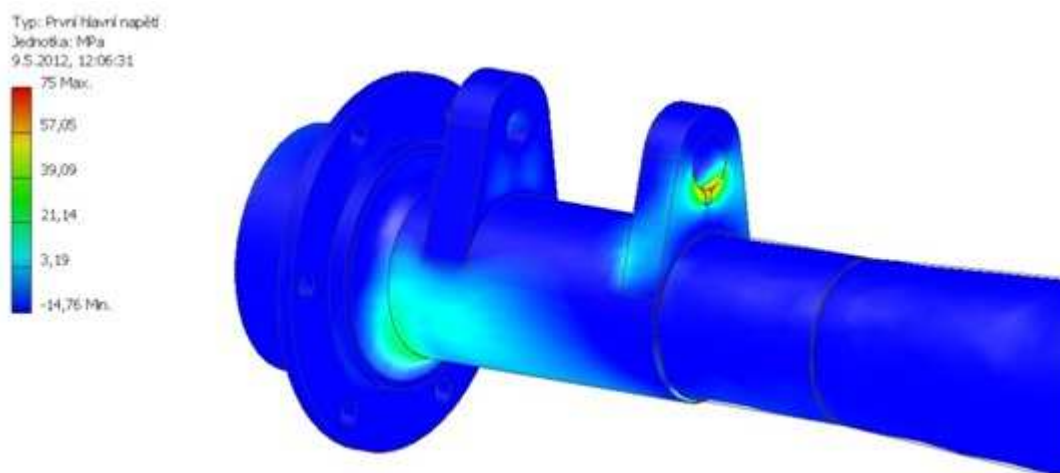
Obr. č. 9.5 Největší deformace. [Autor]

9.5 Analýza výsledného napětí:

Na následujících snímcích vidíme vznikající napětí na levé části mostu v otvorech pro čepy, na vnějším průměru koncové části mostu a v otvorech pro ložiska. Maximální napětí 75 MPa se nachází v otvoru pro vnitřní čep.



Obr. č. 9.6 Výsledné napětí. [Autor]



Obr. č. 9.7 Maximální napětí. [Autor]

9.6 Vyhodnocení zjištěných hodnot:

Z předcházejících snímků je zřejmé, že největší napětí a deformace vznikají na levé části mostu, kde se nachází vnější kolo.

Z výpočtů (9.1 a 9.2) vyplývá, že maximální možné dovolené napětí činí 108,9 MPa. Metodou konečných prvků bylo zjištěno maximální napětí působící na most nápravy 75 MPa. Navržený most nápravy tedy vyhovuje základní podmínce, kdy zjištěné napětí nesmí překročit napětí dovolené. Konstrukce mostu vyhovuje.

10 Závěr

V rámci bakalářské práce byla řešena problematika renovace mostu zadní nápravy historického vozidla značky Amilcar. Výsledkem práce je návrh konstrukce nového mostu zadní nápravy. Celý most se skládá z celkem 20-ti dílů, jejichž výkresová dokumentace je uložena ve zvláštní příloze č.9 na datovém nosiči. Dále byl nastíněn stručný technologický postup vedoucí k výrobě mostu.

Dalším krokem byla pevnostní analýza zjišťována na základě dynamického výpočtu. Dynamický výpočet zkoumá síly působící na nápravu při několika jízdních režimech (přímá jízda, průjezd směrovým obloukem, brzdění a rozjezd). Zvláštním případem je vyhodnocení rizika smyku/překlopení, kdy výpočet potvrdil, že dané vozidlo při průjezdu konkrétním směrovým obloukem přejde dříve do smyku. V tomto případě činí kritická rychlost 66 km/h.

V pevnostní analýze bylo zjištěno, že na most nápravy při průjezdu směrovým obloukem působí napětí 75 MPa vycházející z maximálních působících sil na nápravu. S ohledem na maximální dovolené napětí 108,9 MPa dané materiálovými vlastnostmi a konstrukcí lze označit navržený most jako funkční a vyhovující.

V teoretické části bakalářské práce je vedle stručného shrnutí historie francouzské automobilky Amilcar nastíněno rozdělení náprav dle jednotlivých hledisek. Velká pozornost je rovněž věnována diferenciálu, který tvoří nedílnou část řešené nápravy.

Další kapitolu práce tvoří vytvoření 3D modelu diferenciálu, mostu nápravy a celé zadní nápravy, včetně všech nezbytných normalizovaných součástí. Výstupem této části je vedle samotného modelu soubor vyrenderovaných snímků ve vysokém rozlišení a videí zachycujících funkci diferenciálu a sestavení nápravy po jednotlivých krocích.

Součástí práce je také výkres sestavy nápravy, diferenciálu. Oba tyto výkresy jsou uloženy na datovém nosiči.

Poděkování

Závěrem chci poděkovat vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Michalovi Richtáři za cenné rady a pomoc při sestavování bakalářské práce. Zaměstnancům firmy V+M Vlámar car s.r.o. a jmenovitě majiteli firmy Vladimíru Hudecovi za poskytnutí prostoru při vytváření této práce.

11 Seznamy

11.1 Seznam obrázků:

Obr. č. 1.1 Amilcar Pégase. [8]	2
Obr. č. 1.2 Amilcar Pégase. [8]	3
Obr. č. 2.1 Zadní náprava. [Autor]	4
Obr. č. 2.2 Příklad zavěšení kola. [6]	6
Obr. č. 3.1 Rozvidlená a nerozvidlená nápravnice. [6]	7
Obr. č. 3.2 Zavěšení nápravy pomocí ramen. [9]	8
Obr. č. 3.3 příklady tuhých nápravy. [9]	9
Obr. č. 3.4 Jednodílná mostová náprava. [Autor]	9
Obr. č. 3.5 Panhardská tyč. [2,6]	10
Obr. č. 3.6 Wattův přímovod. [12]	11
Obr. č. 3.7 Scott-Russelův mechanismus. [2]	12
Obr. č. 3.8 Náprava typu De Dion. [9]	13
Obr. č. 4.1 Nezávislé zavěšení. [2]	13
Obr. č. 4.2 Kyvadlová náprava. [6]	14
Obr. č. 4.3 Kyvadlová úhlová náprava. [9]	14
Obr. č. 4.4 Kliková náprava. [2]	15
Obr. č. 4.5 Lichoběžníková náprava. [9]	16
Obr. č. 4.6 Náprava McPherson. [9]	17
Obr. č. 4.7 Víceprvkové zavěšení. [9]	18
Obr. č. 4.8 Víceprvkové zavěšení přední [6]	19
Obr. č. 4.9 Víceprvkové zavěšení zadní. [6]	20
Obr. č. 5.1 Diferenciál. [Autor]	21
Obr. č. 5.2 Diferenciál se závěrem. [10]	22
Obr. č. 6.1 Most zadní nápravy- čelní pohled. [Autor]	24
Obr. č. 6.2 Konstrukce mostu nápravy. [Autor]	25
Obr. č. 7.1 Náprava- pohled zadní. [Autor]	26
Obr. č. 7.2 Zobrazení 1. a 2. kroku sestavení. [Autor]	27
Obr. č. 7.3 Krok 3-5. [Autor]	27
Obr. č. 7.4. Zobrazení 6. a 7. kroku sestavení. [Autor]	28
Obr. č. 7.5 Závěrečná část sestavení. [Autor]	28
Obr. č. 8.1 Dynamický koeficient, koeficient bočních sil při přímé jízdě. [5]	31
Obr. č. 8.2 Síly působící na nápravu při průjezdu zatáčkou. [5]	34
Obr. č. 8.3 Příklady smyků. [11]	41
Obr. č. 8.4 Příčná a podélná poloha těžiště. [7]	44
Obr. č. 8.5 Výšková poloha těžiště. [7]	45
Obr. č. 9.1 Síly působící na most nápravy. [Autor]	48
Obr. č. 9.2 Základní rozměry mostu. [Autor]	48

Obr. č. 9.3 Síťový model. [Autor]	49
Obr. č. 9.4 Deformace mostu. [Autor]	49
Obr. č. 9.5 Největší deformace. [Autor]	49
Obr. č. 9.6 Výsledné napětí. [Autor]	50
Obr. č. 9.7 Maximální napětí. [Autor]	50

11.2 Seznam tabulek:

Tab.č.1 Základní parametry vozidla. [8]	30
Tab.č.2 Součinitel přilnavosti. [5]	33
Tab.č.3 Koeficient změny zatížení nápravy při brzdění. [5]	37
Tab.č.4 Koeficient změny zatížení nápravy při rozjezdu. [5]	39
Tab.č.5 Shrnutí výpočtu rizika smyku. [Autor]	43
Tab.č.6 Materiál mostu nápravy. [3]	47

12 Seznam použité literatury

12.1.1 Práce uveřejněné autorem:

[1] Amilcar- zapomenutá krása z Francie [Online], [12.5.2012]. Dostupné na WWW:
<<http://www.autozine.cz/amilcar-zapomenuta-krasa-z-francie/> >

12.1.2 Knihy a příručky:

[2] FÁBER, F.: *Nezávislé zavěšení vozidel*. VUT v Brně, Brno, 2010

[3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra – Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003. ISBN 80-86490-74-2.

[4] LIČKOVÁ, D.: *Pevnostní analýza unášeče diferenciálu zadní nápravy nákladního automobilu*. VŠB-TU Ostrava, Ostrava. 2011.

[5] LIŠČÁK, Š., MATĚJKA, R.: *Podvozky cestných vozidel*. EDIS – Vydavateľstvo Žilinskej univerzity, Žilina, 2006. ISBN 80-8070-588-7.

[6] ŠAMAJ, V.: *Návrh zavěšení náprav experimentálního vozidla skupiny B*. VUT v Brně, Brno, 2008

[7] VLK, F.: *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Nakladatelství a zasílatelství Vlk, Brno, 2001. ISBN 80-238-6573-0

12.1.3 Internet:

[8] Amilcar [Online], [12.5.2012]. Dostupné na WWW:
<<http://www.auta5p.eu/katalog/amilcar/amilcar.php>>

[9] Car Bibles: The suspension Bible [Online], [12.5.2012]. Dostupné na WWW:
<http://www.carbibles.com/suspension_bible.html>

[10] Technika – AutoRevue [Online], [12.5.2012]. Dostupné na WWW:
<<http://www.autorevue.cz/technika>>

[11] TopDrive návod pro řidiče [Online], [12.5.2012]. Dostupné na WWW:
<<http://www.topdrive.cz/clanky/topdrive-navod-pro-ridice-jak-prezit-zimu/>>

[12] Tuhá náprava [Online], [12.5.2012]. Dostupné na WWW:
<<http://cs.autolexicon.net/articles/tuha-naprava/>>

12.2 Seznam příloh:

Název	Označení	Formát
1. Sestava nápravy	BP-KAL427-01.01	A3
2. Sestava diferenciálu	BP-KAL427-01.02	A3
3. Seznam částí nápravy		A4
4. Diferenciál		A4
5. Náprava		A4
6. Náprava		A4
7. Most nápravy		A4
8. Konstrukce mostu		A4
9. Datový nosič		DVD

12.2.1 Použitý software:

Autodesk Inventor 2010

AutoCAD Mechanical 2010

Microsoft Office Word 2007

Microsoft Office Excel 2007

ZonerPhoto Studio 14